Forschungsvorhaben

EnEff:Wärme – ORCent – Dampfexpansionsmotor für die Nutzung niedertemperierter Wärmeströme

Phase 2: Feldtest
Förderkennzeichen: 0327436D
Laufzeit: 11/2009 – 04/2014

Abschlussbericht

Zuwendungsgeber:
Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Zuwendungsempfänger:
DeVeTec GmbH
Altenkesselerstrasse 17/D2
66115 Saarbrücken
Tel.: +49 681 830 788 0 Fax: +49 681 830 788 12
www.devetec.de

Projektleiter: Herr Michael Schmidt

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Saarbrücken, im Juni 2014

Feldversuch ORCent

Gefördert von:

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie

Koordiniert vom:

Projektträger Jülich
Forschungszentrum Jülich

Projektpartner:

STEAG New Energies GmbH
St. Johanner Straße 101
66115 Saarbrücken

STEAG Cordes Bioenergie GmbH
St. Johanner Straße 101
66115 Saarbrücken

Evonik Industries
Rheingewannweg 10
67547 Worms

Noelle + von Campe Glashütte GmbH
Sollingstraße 14
37691 Boffzen

Badische Stahlwerke GmbH
Graudenzer Straße 45
77694 Kehl

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis 7

Tabellenverzeichnis 13

1 Aufgabenstellung Projektvorhaben 14

2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde 14

3 Planung und Ablauf des Vorhabens 18

4 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde, insbesondere 20

4.1 Angabe bekannter Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens benutzt wurden 20

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen 27

6 Ergebnisbeschreibung des Projektvorhabens in Bezug auf unterschiedliche Teilbereiche 29

6.1 Standortspezifische Anlagenkomponenten 29

6.1.1 Verdampfer 29

6.1.2 Kondensator 43

6.1.3 Abgaskühlung zur Senkung der max. zulässigen Heißgastemperaturen zwecks Senkung der Verdampfermaterialkosten und der Lieferzeit durch Verwendung handelsüblicher Materialien 46

6.2 Standardisierte Containervariationen führen zu erheblichen Kosten- und Zeitersparnissen 48

6.2.1 Eigenes Stickstofferzeugungsmodul zur kontinuierlichen Inertisierung der Anlage bei gleichzeitiger Verwendung als Steuerdruck für die pneumatischen Dampfventile 52

6.2.2 Expansionsmotor auf Basis des MWM V12 53

6.3 Drehschiebersteuerung 58

6.3.1 Funktionsprinzip 58

6.3.2 Gehäuse der Drehschiebersteuerung 58

6.3.3 Totraumverstellung 60

6.3.4 Wellen der Drehschiebersteuerung 61

6.3.5 Dichtungen 69

7 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik 71

7.1 DEIF Delomatic 71

7.1.2 Automatisierungslösung 74

7.1.3 Topologie 83

7.1.4 Levelkonzept 85

7.2 Noise-Vibration-Guard/Schadensfrüherkennung 90

7.2.1 Vorbemerkung 90

7.2.2 Voruntersuchungen am Standort Worms 90
7.2.3 Softwareentwicklung 102
7.2.4 Ergebnisse 108
7.2.5 Fazit 110
7.3 Betrieb ohne Beaufsichtigung 111
8 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Kirchwalsede 112
8.1 Beschreibung der Anlage 112
8.2 Auslegung der Anlage 115
8.3 Realisierung des ORC-Moduls 126
9 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Worms 134
9.1 Planungen 134
9.2 Aufbau und Kaltinbetriebnahme 134
9.3 Warminbetriebnahme 137
9.3.1 Allgemein 137
9.3.2 Betrieb 137
9.3.3 Expander 137
9.3.4 Steuerung / SPS 137
9.3.5 Anlagentechnik 137
9.3.6 Schadensfrüherkennung / -prävention (Motorüberwachung) 138
9.4 Probebetrieb 138
9.4.1 Allgemein 138
9.4.2 Expander 138
9.4.3 Steuerung / SPS 139
9.4.4 Anlagentechnik 139
9.4.5 Schadensfrüherkennung / -prävention (Motorüberwachung) 139
9.5 Messergebnisse 140
10 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Boffzen 143
10.1 Allgemein 143
10.2 Projektverlauf 145
10.3 Messergebnisse 151
11 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Kehl 152
11.1 Beschreibung der Anlage 152
11.2 Auslegung der Anlage 156
12 Verbundprojekt Evonik Degussa – Schott AG – DeVeTec GmbH 169
13 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme des ORC-Medienprüfstandes 172

13.1 Allgemein ... 172
13.2 Übersicht Medienprüfstand ... 172
13.2.1 Anforderungen ... 172
13.2.2 R & I Schema ... 173
13.2.3 Komponenten ... 174
13.3 Expander ... 188
13.4 Steuerung und Regelung ... 188
13.4.1 Temperaturmessung ... 191
13.4.2 Druckmessung ... 191
13.4.3 Durchflussmessung ... 191
13.4.4 Füllstandsmessung ... 192
13.4.5 Software ... 193
13.5 Aufbau ... 196
13.5.1 Grundträger und Einhausung ... 196
13.5.2 Technische Lüftung ... 197
13.5.3 Gesamtsystem Prüfstand ... 199
13.6 Sicherheitsbetrachtung ... 202
13.6.1 Schutzkonzept ... 202
13.6.2 Standsicherheitsnachweis ... 203
13.6.3 Fotos ... 205
13.7 Inbetriebnahme des Prüfstandes ... 206
14 Medienentwicklung mit dem ORC-Prüfstand ... 209
14.1 Zielstellung ... 209
14.2 Versuche vs. Simulation ... 209
14.3 Versuchsdurchführung ... 210
14.3.1 Randbedingungen und Parametereinstellung ... 211
14.3.2 Aufnahme der Sattdampfkurve ... 215
14.3.3 Thermischer Wirkungsgrad ... 216
14.3.4 Leistungs-Druck-Kurve ... 218
14.3.5 Temperaturuntergrenze ... 218
14.3.6 Stresstest ... 218
14.3.7 Überprüfungen und Materialverträglichkeit ... 219
14.3.8 Anlagenwartung, Reparaturen und Umbauten ... 221
14.3.9 Protokollführung ... 222
14.4 Versuchsauswertung ... 223

14.4.1 Vorbemerkungen und Fehlerbetrachtungen 223
14.4.2 Thermischer Wirkungsgrad 226
14.4.3 Leistungs-Druck-Kurve 243
14.4.4 Temperaturuntergrenze 244
14.4.5 Stresstest 246
14.4.6 Materialbeständigkeit 246
14.5 Zusammenfassung der Ergebnisse 250
14.5.1 *ORCent111* vs. Ethanol 250
14.5.2 Fehlerquellen, Probleme und Optimierungsmöglichkeiten 251
15 Fortschreibung des Verwertungsplans 255
15.1 Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen 255
15.2 Wirtschaftliche Erfolgsaussichten nach Projektende 255
15.2.1 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung einer ORC-Anlage 255
15.2.2 CO_2-Bilanz einer ORC-Anlage 256
15.3 Wissenschaftliche und/oder technische Erfolgsaussichten nach Projektende 256
16 Veröffentlichungen und Vorträge 258
17 Literaturverzeichnis 259

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: DeVeTec-ORC-Prozess [DeVeTec] 15
Abbildung 2: Grundprinzip ORC-Kolbenmaschine [DeVeTec] 16
Abbildung 3: Grundprinzip ORC-Turbine [DeVeTec] 16
Abbildung 4: Vergleich ORC-Dampfexpansionsmotor und Turbine bezogen auf den Wirkungsgrad [DeVeTec] 17
Abbildung 5: DEIF-Steuerung am Standort Fenne [DeVeTec] 21
Abbildung 6: Pumpenstation Fenne [DeVeTec] 21
Abbildung 7: Kondensator mit Flüssigkeitsvorlage [DeVeTec] 22
Abbildung 8: Trennkammer für zukünftige Anlagen [DeVeTec] 23
Abbildung 9: ORC-Anlage Fenne [DeVeTec] 24
Abbildung 10: Dr. Philip Rösler mit DeVeTec-Geschäftsführer Michael Schmidt [DeVeTec] 27
Abbildung 11: Ermittlung der Taupunkttemperatur [DeVeTec] 31
Abbildung 12: Wärmeübergang [Wikipedia] 32
Abbildung 13: Rauchgaswärmetauscher [DeVeTec] 33
Abbildung 14: Zweiteiliger Wärmetauscher mit Ethanolvorwärmung [DeVeTec] 33
Abbildung 15: Stellungnahme zur Gasqualität [Badenova] 35
Abbildung 16: Gutachten des TÜV SÜD, 2013 [DeVeTec] 36
Abbildung 17: Rauchgaswärmetauscher von Aprovis [DeVeTec] 37
Abbildung 18: Diagramm auf Basis des Messschriebs [DeVeTec] 40
Abbildung 19: Diagramm vom 13.06.13 – 14.06.2013 [DeVeTec] 41
Abbildung 20: Diagramm vom 13.06.13 – 14.06.2013 [DeVeTec] 41
Abbildung 21: Leistungsabschätzung bei Volllast [DeVeTec] 42
Abbildung 22: Leistungsabschätzung bei minimaler Last [DeVeTec] 42
Abbildung 23: Anpassung der minimalen Lastanforderungen [DeVeTec] 42
Abbildung 24: Material Kondensator [DeVeTec] 43
Abbildung 25: Plattenwärmetauscher und Ausgleichsbehälter [DeVeTec & Vahterus] 44
Abbildung 26: Containerdachansicht von oben [DeVeTec] 44
Abbildung 27: Luftkondensator der ORC-Anlage Worms [DeVeTec & Hering] 45
Abbildung 28: Containeraufteilung in drei Räume [DeVeTec] 48
Abbildung 29: Pumpenmodul [DeVeTec] 49
Abbildung 30: Rohrleitungssystem Expander [DeVeTec] 50
Abbildung 31: ORC-Grundmodul und Rohrleitungssystem [DeVeTec] 51
Abbildung 32: Gasseite des Schlosskastens [DeVeTec] 53
Abbildung 33: Montage und Kontrollöffnung des Schlosskastens [DeVeTec] 54

Abbildung 34: Aufnahme der Laufbuchsen in der Zylinderbank [DeVeTec] 54
Abbildung 35: Öffnungen zum Druckausgleich unter den Kolben und zum Abtransport von Kondensat der Zylinderbank [DeVeTec] 54
Abbildung 36: Wärmetauscher der Motorölvorwärmung [DeVeTec] 55
Abbildung 37: Externe Motorölpumpe [DeVeTec] 56
Abbildung 38: Aufbau des EV-Prüfstandes mit der Kurbelwelle, dem Kolben und der Einlass-Kinematik [DeVeTec] 57
Abbildung 39: Gehäuse Drehschiebersteuerung [DeVeTec] 58
Abbildung 40: Drehschiebergehäuse mit Schnittstelle zum Einlassrohr [DeVeTec] 59
Abbildung 41: Schnittstelle Auslassrohr [DeVeTec] 59
Abbildung 42: Schraubenbohrungen am Drehschiebergehäuse [DeVeTec] 60
Abbildung 43: Abdichtung und Verschluss der Antriebsbohrung der Zylinderkopfschrauben [DeVeTec] 60
Abbildung 44: Erste Version einer Drehschieberwelle [DeVeTec] 61
Abbildung 45: Lagerstellen am Beispiel der Auslasswelle [DeVeTec] 62
Abbildung 46: Diverse Keramikkugellager [DeVeTec] 63
Abbildung 47: Erste Variante der Lagerdichtung [DeVeTec] 64
Abbildung 48: Lagerabdichtung am Beispiel Mittellager Einlasswelle [DeVeTec] 64
Abbildung 49: Zweite Variante der Lagerdichtungen [DeVeTec] 65
Abbildung 50: Lagerdichtung am Beispiel Mittellager Einlasswelle [DeVeTec] 65
Abbildung 51: Lagerabdichtung der Nadellager der Auslasswelle [DeVeTec] 66
Abbildung 52: Löslichkeitsversuche mit Fett 66
Abbildung 53: Abdichtung der Einlasswelle nach außen [DeVeTec] 68
Abbildung 54: Deif Delomatic 4 71
Abbildung 55: Leistungsklassen der S7 - 300 CPU´s 74
Abbildung 56: CPU 315F 2PN/DP 75
Abbildung 57 + 58: Vergleich getrenntes Sicherheitssystem und integriert in F-CPU 75
Abbildung 59: Dezentrale Peripherie ET200S 76
Abbildung 60: Multipanel MP377 77
Abbildung 61: Siemens IPC 427D 78
Abbildung 62: SCALANCE M874-3 78
Abbildung 63: Woodward Regler easYgen 3200 79
Abbildung 64: Schema des Woodward Reglers 80
Abbildung 65: Topologie vorher 84
Abbildung 66: Topologie nachher 84
Abbildung 67: V8-Motor mit durchgängigen Bänken (A und B) [DeVeTec] 91

Abbildung 68: Triax-Sensor Kopf A1 „A1_PCB_1“: 10 mV/g [DeVeTec] 92
Abbildung 69: Triax-Sensor Mitte Bank A: „BA_PCB_2“: 10 mV/g [DeVeTec] 93
Abbildung 70: Triax-Sensor Motorblock: “M PCB 3“: 10 mV/g [DeVeTec] 94
Abbildung 71: Einachssensor Bosch A1: „A1_Bosch_4“ :5 mV/g (wegen Kabellänge!) [DeVeTec] 95
Abbildung 72: Einachssensor Hansford Bank A: „BA_Hansford_5“: 10 mV/g [DeVeTec] 95
Abbildung 73: Einachssensor PCB Bank B: „BB_PCB_6“: 10 mV/g [DeVeTec] 95
Abbildung 74: Systemgrenzen Biogasanlage Kirchwalsede [DeVeTec] 113
Abbildung 75: Bestimmungsort des ORC-Moduls [DeVeTec] 113
Abbildung 76: BHKW Anlage in Kirchwalsede [DeVeTec] 114
Abbildung 77: BHKW Kirchwalsede [Evonik] 115
Abbildung 78: MWM Datenblatt [Motorenwerke Mannheim] 115
Abbildung 79: Wärmebedarf der Biogasanlage Kirchwalsede [DeVeTec] 116
Abbildung 80: Energiebilanzierung von zwei BHKWs [DeVeTec] 116
Abbildung 81: Vereinfachte Darstellung der Bilanzierung [DeVeTec] 117
Abbildung 82: Energiebilanzierung von zwei BHKWs mit ORC-Technologie [DeVeTec] 118
Abbildung 83: Vereinfachte Darstellung der Bilanzierung [DeVeTec] 118
Abbildung 84: Schematische Abbildung einer Trockenbandanlage [DeVeTec] 119
Abbildung 85: Analyse der Wetterdaten von Juni bis September [DeVeTec] 120
Abbildung 86: Analyse der Wetterdaten von April, Mai und Oktober [DeVeTec] 120
Abbildung 87: Analyse der Trockenbandanlage ohne ORC [DeVeTec] 121
Abbildung 88: Analyse der Trockenbandanlage mit ORC [DeVeTec] 122
Abbildung 89: Auszug aus den Messprotokollen der Biogasanlage Kirchwalsede [Evonik] 123
Abbildung 90: Energiebilanzierung der BGA im Volllastbetrieb ohne ORC im Winter [DeVeTec] 124
Abbildung 91: Energiebilanzierung der BGA im Volllastbetrieb mit ORC im Winter [DeVeTec] 125
Abbildung 92: Energiebilanzierung der BGA im Volllastbetrieb mit ORC im Sommer [DeVeTec] 125
Abbildung 93: ORC-Modul [DeVeTec] 126
Abbildung 94: Aufbau Container [DeVeTec] 127
Abbildung 95: Aufbau Container mit ORC-Expander [DeVeTec] 128
Abbildung 96: Komponenten des Dampfkreisprozess [DeVeTec] 128
Abbildung 97: Rohrleitungen im Erdreich vor den beiden BHKWs [Areva] 130
Abbildung 98: Fundamente für ORC-Anlage [DeVeTec] 131
Abbildung 99: Aufstellung der ORC-Anlage im 3D [DeVeTec] 131
Abbildung 100: Aufstellung der ORC-Anlage vor Ort [DeVeTec] 132
Abbildung 101: H2S Konzentration in Kirchwalsede [DeVeTec] 133
Abbildung 102: Dezentrale Anordnung Container u. Verdampfer in Worms 135
Abbildung 103: Aufstellung der ORC-Anlage in Worms [Evonik] 136

Abbildung 104: Innenansicht Container Worms [Evonik] 136
Abbildung 105: Vergleich Wärmequelle zu elektrischer Leistung [DeVeTec] 140
Abbildung 106: Lastverteilung in % in Worms [DeVeTec] 141
Abbildung 107: Lastkennfeld Anlage Worms [DeVeTec] 141
Abbildung 108: Wirkungsgratkennfeld Anlage Worms [DeVeTec] 142
Abbildung 109: Ursprünglicher Rauchgasweg [DeVeTec] 143
Abbildung 110: Aufstellungsort [DeVeTec] 144
Abbildung 111: CAD-Ansicht Maschinenbett & Expander [DeVeTec] 146
Abbildung 112: CAD-Ansicht Dachrahmen [DeVeTec] 146
Abbildung 113: CAD-Ansicht ORC-Anlage [DeVeTec] 147
Abbildung 114: Beginn der Aufbauarbeiten [DeVeTec] 147
Abbildung 115: ORC-Anlage Standort Boffzen [DeVeTec] 148
Abbildung 116: Vereinfachtes PID der ORC-Anlage Standort Boffzen [DeVeTec] 150
Abbildung 117: Zeitlicher Projektablauf Standort Boffzen [DeVeTec] 150
Abbildung 118: elektrische Leistung Anlage Boffzen [DeVeTec] 151
Abbildung 119: Anbindung des ORC-Moduls [DeVeTec] 152
Abbildung 120: Bestimmungsort des ORC-Moduls [DeVeTec] 153
Abbildung 121: Bestimmungsort des ORC-Moduls in der Stahlkonstruktion [DeVeTec] 153
Abbildung 122: Rohrleitungsverlauf der Heißgasleitungen [DeVeTec] 154
Abbildung 123: Aufstellung ORC-Verdampfer incl. skizziertem Rohrleitungsverlauf [DeVeTec] 155
Abbildung 124: Skizzierter Rohrleitungsverlauf [DeVeTec] 155
Abbildung 125: Messprotokoll des Ofenrauminnendrucks und der Stellung der Ofendruckregelklappe [DeVeTec] 156
Abbildung 126: Skizzierte Einbindung des ORC-Wärmetauschers [DeVeTec] 157
Abbildung 127: Anforderungen Saugzuggebläse [DeVeTec] 158
Abbildung 128: Anforderungen Frischluftgebläse [DeVeTec] 159
Abbildung 129: Geplante Kälteabsorptionsanlage [DeVeTec] 160
Abbildung 130: Container mit Seitenrahmen [DeVeTec] 161
Abbildung 131: Containerhebung mit Zusatzhebeösen [EHG] 162
Abbildung 132: NPSH-Wert der Anlage mit Behälter auf dem Containerdach [Schweizer-fn] 164
Abbildung 133: Aufbau Container [DeVeTec] 165
Abbildung 134: NPSH-Wert der Anlage mit seitlichem Behälter [Schweizer-fn] 165
Abbildung 135: Rohrleitungsverlauf auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke [DeVeTec] 166
Abbildung 136: Rohrleitungsverlauf auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke [DeVeTec] 167
Abbildung 137: Rohrleitungsverlauf auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke [DeVeTec] 167
Abbildung 138: Kühlkreislauf im R&I-Schaubild [DeVeTec] 178

Abbildung 139: Prinzip eines magnetisch-induktiven Durchflussmessers 179
Abbildung 140: Unterdrucksystem im R&I-Schaubild [DeVeTec] 180
Abbildung 141: Wechselsystem als R&I-Schaubild [DeVeTec] 181
Abbildung 142: Temperatureinfluss auf den Festigkeitskennwert von Edelstahl 1.4571 184
Abbildung 143: Regelbarer Kugelhahn mit besonderer Kugelgeometrie [DeVeTec] 187
Abbildung 144: Querschnitt eines Sicherheitsventils [DeVeTec] 188
Abbildung 145: Chassis mit Einsteckmodulen der Fa. National Instruments 191
Abbildung 146: Prinzip eines Coriolis-Messrohres 192
Abbildung 147: Steuerung ORC-Medienprüfstand 193
Abbildung 148: Startbildschirm mit Regelparameter [DeVeTec] 194
Abbildung 149: Bildschirm der Messstellen im ORC [DeVeTec] 195
Abbildung 150: Übersicht der Messwerte mit definierbaren Abschaltkriterien [DeVeTec] 195
Abbildung 151: Manuelle Befehlseingabe und Aktivierungstasten der Aggregate [DeVeTec] 195
Abbildung 152: Grundträger in CAD [DeVeTec] 196
Abbildung 153: Einhausung des Prüfstandes [DeVeTec] 197
Abbildung 154: Arbeitstisch für Expander und Aggregate [DeVeTec] 199
Abbildung 155: Gestell für Elektroerhitzer [DeVeTec] 200
Abbildung 156: Prüfstand mit allen wesentlichen Komponenten als CAD-Modell [DeVeTec] 201
Abbildung 157: Lage des Schwerpunktes des Prüfstands [DeVeTec] 203
Abbildung 158: Hebelarme zwischen Schwerpunkt und Rollen [DeVeTec] 203
Abbildung 159: Ersatzsystem [DeVeTec] 204
Abbildung 160: Temperaturkurve mit Solltemperatur SPT203 [DeVeTec] 207
Abbildung 161: Druckkurve [DeVeTec] 208
Abbildung 162: Durchflusskurve [DeVeTec] 208
Abbildung 163: Reiter „Start“ der Prüfstandsoftware [DeVeTec] 211
Abbildung 164: Reiter „Status/Test“ der Prüfstandsoftware [DeVeTec] 212
Abbildung 165: Sprungantwort +3 kg/h [DeVeTec] 213
Abbildung 166: Sprungantwort -3 kg/h [DeVeTec] 213
Abbildung 167: Reiter "Ausgangswerte" der Prüfstandsoftware [DeVeTec] 215
Abbildung 168: Gegenüberstellung ϑ-s-Diagramme Ethanol und ORCent111 [DeVeTec] 217
Abbildung 169: ϑ-s-Diagramm Ethanol [DeVeTec] 235
Abbildung 170: Druckverlauf im Zylinder bei 130°C Eintrittstemperatur [DeVeTec] 240
Abbildung 171: Druckverlauf im Zylinder bei 140°C Eintrittstemperatur [DeVeTec] 240
Abbildung 172: Druckverlauf im Zylinder bei 150°C Eintrittstemperatur [DeVeTec] 241
Abbildung 173: η-ϑ-Diagramm Ethanol und ORCent111 [DeVeTec] 242
Abbildung 174: Vergleich Ethanol-ORCent111 im P-p-Diagramm [DeVeTec] 243

Abbildung 175: P-ϑ-Diagramm ORCent111 bei tieferen Temperaturen [DeVeTec] 244
Abbildung 176: η-ϑ-Diagramm ORCent111 bei tieferen Temperaturen [DeVeTec] 245
Abbildung 177: Vergleich Dichtungen Original ↔ ORCent111-beinflusst (Originaldichtungen unten bzw. innen liegend) [DeVeTec] 247
Abbildung 178: PTFE-ummantelte VMQ-Dichtungen (Originaldichtung unten liegend) [DeVeTec] .. 247

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Parameter Speisepumpe [DeVeTec] 174
Tabelle 2: Parameter Verdampfer [DeVeTec] 175
Tabelle 3: Auslegungsdaten des Kondensators [DeVeTec] 177
Tabelle 4: Prozessdaten Ausgleichsbehälter [DeVeTec] 178
Tabelle 5: Prozessdaten Flüssigkeitskühler [DeVeTec] 179
Tabelle 6: Berechnung der Rohrinnendurchmesser der Teilstrecken [DeVeTec] 183
Tabelle 7: Übersicht der ausgewählten Rohrleitungen [DeVeTec] 185
Tabelle 8: Auszug des Messstellenplans [DeVeTec] 188
Tabelle 9: Iterationstabelle zur Bestimmung des austretenden Volumenstroms [DeVeTec] 198
Tabelle 10: Parameter der Verdampfer-Sprungantworten [DeVeTec] 214
Tabelle 11: PID-Reglerparameter nach Chien, Hrones und Reswick (Zeitbasis min.) [DeVeTec] 214
Tabelle 12: Geplante Medienproben [DeVeTec] 220
Tabelle 13: Isentropen- und Polytropenexponent sowie innere Expanderwirkungsgrade für Ethanol und *ORCent111* [DeVeTec] 239
Tabelle 14: Wirkungsgradverhältnisse *ORCent111*/Ethanol [DeVeTec] 242
Tabelle 15: Annahmen, Kennzahlen und resultierende CO_2-Substitution der ORC-Anlage Standort Boffzen [DeVeTec] 256

1 Aufgabenstellung Projektvorhaben

Das Hauptziel des Projektes ORCent II war es, ORC-Anlagen mit dem neu entwickelten ORCent-Dampfexpansionsmotor im Praxiseinsatz zu erproben und Erfahrungswerte einer solchen Anlagentechnik bzgl. Betriebskosten, hohem Wirkungsgrad und wettbewerbsfähigen Beschaffungskosten für die Anlagen zu erlangen.

Dies soll beispielhaft an verschiedenen Wärmeströmen im Bereich industrieller Abwärme, Verbrennung von Biogas und von fester Biomasse im realen Betrieb unter industriellen Einsatzbedingungen nachgewiesen werden. Der Schwerpunkt des Projekts ist der Feldtest der ORCent-Dampfexpansionsmotoren, der die Voraussetzung für den späteren Betrieb dieser Technologie unter realen Bedingungen in der Industrie und in Kombination mit erneuerbaren Einsatzstoffen darstellt.

Da die Entwicklungen zum ORCent-Prozess bei der Firma DeVeTec stattfinden, wird DeVeTec die Koordination übernehmen.

Das Projekt soll dazu dienen, das ORC-Modul auf Basis des Kolbenmotors soweit zu entwickeln, das nach einer entsprechenden Monitoringphase der erstellten Anlagen, die Technologie zur Marktreife gebracht werden kann, wobei als Wärmequelle unterschiedliche Abwärmeströme aus verschiedenen technischen Prozessen dienen sollen. Diese Wärmeströme haben unterschiedliche Charakteristika hinsichtlich konstanter Verfügbarkeit, Menge des Abgases, Belastung mit Schadstoffen und Temperatur.

Schwerpunkte des Projekts sind die Optimierung und sukzessive Weiterentwicklung des ORCent-Dampfexpansionsmotors von DeVeTec im Hinblick auf die Dauerbetriebsfähigkeit in energieintensiven industriellen Anwendungen und bei der Nutzung im Zusammenhang mit Biomasseanlagen (Biogas, Holzfeuerungsanwendungen) sowie der Nachweis der angestrebten und bislang nur theoretisch bzw. unter Laborbedingungen ermittelten Leistungsdaten in den verschiedenen Anwendungsfällen.

Dabei ist es wichtig, ein optimiertes Verhältnis in den Punkten geringe Betriebskosten, hoher Wirkungsgrad und wettbewerbsfähige Beschaffungskosten für den Expansionsmotor und das Gesamtsystem zu erreichen.

Neben der Erprobung in den Feldtestanlagen wurde der ORC-Dampfexpansionsmotor weiterentwickelt und optimiert.

2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Ist-Situation und Stand ORC-Technik

Aktuell werden viele Abwärmeströme aus Industrieprozessen und aus Biogas- und Biomasseanlagen ungenutzt an die Umwelt abgegeben. Dies ist darin begründet, dass speziell für die Stromerzeugung aus Wärmeströmen auf einem Temperaturniveau zwischen 200 und 400°C im Leistungsbereich von 50 – 200 kW bislang noch keine technisch reifen und wirtschaftlich attraktiven Lösungen zur Verfügung stehen. Gerade diese Leistungsklassen sind für Biogas- und Industrieprozesse interessant.

Die ORC (Organic Rankine Cycle)-Technik ist dabei eine effiziente Technologie, um energetisch niederwertige Abwärmeströme, z. B. aus industriellen Prozessen zur Verstromung zu nutzen. Beim ORC wird ein Abwärmestrom eines Prozesses oder einer entsprechenden Wärmequelle zur Verdampfung eines organischen Mediums in einem Kreisprozess bei moderatem Druck genutzt, das dann in einem Expander auf einen niedrigeren Druck entspannt, einem Totalkondensator zugeführt und anschließend vor der erneuten Verdampfung auf den höheren Druck verdichtet wird.

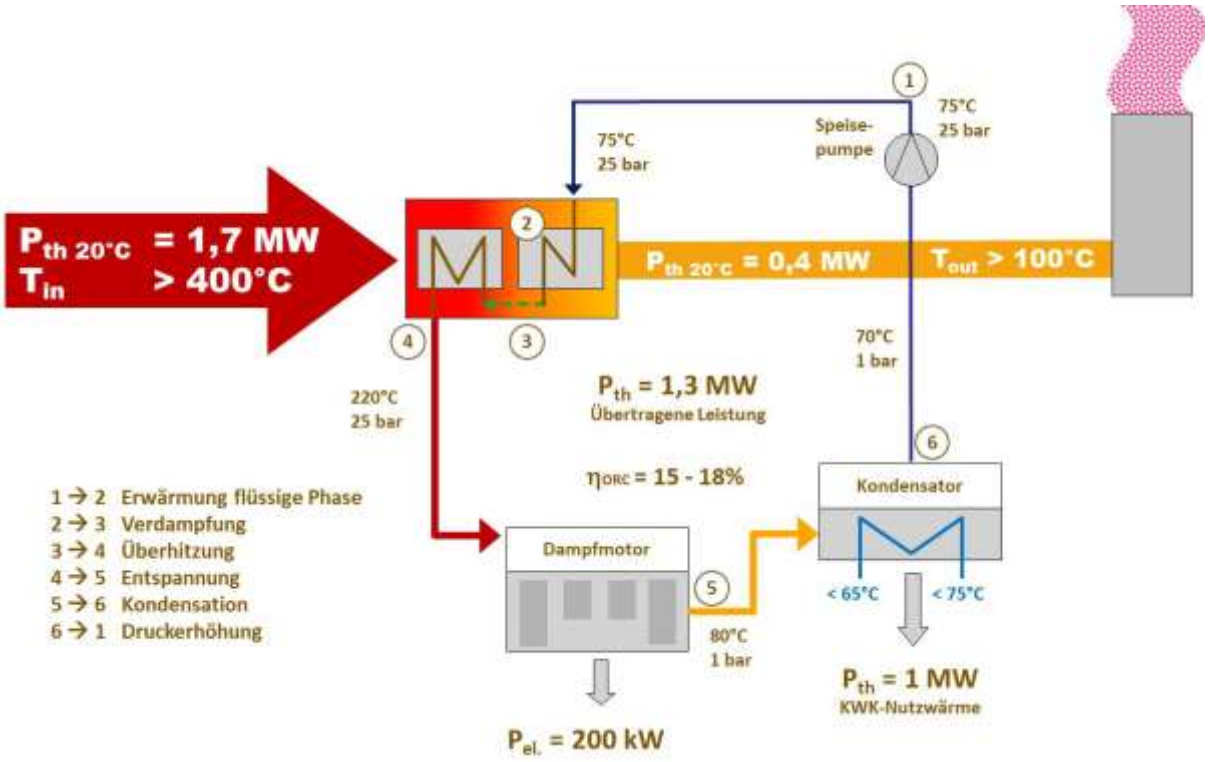


Abbildung 1: DeVeTec-ORC-Prozess [DeVeTec]

Die ORC-Technik wird bereits seit vielen Jahren erfolgreich zur Verstromung von Abwärme eingesetzt, meist bei fester Biomasse und im Bereich der Geothermie. Diese beiden Anwendungen unterscheiden sich hinsichtlich der verfügbaren Temperatur der Wärmequelle und hinsichtlich der im ORC-Prozess verwendeten Medien sehr deutlich.

Bedingt durch die niedrigen Temperaturen bei Geothermie-Prozessen ist der Wirkungsgrad von ORC-Systemen für diese Anwendung sehr niedrig (< 10 %). Daher kommen für diese Anwendung in der Regel nur sehr große Anlagen zum Einsatz (mehrere MW elektrische Leistung). In Verbindung mit Biomasseanlagen liegt der Wirkungsgrad herkömmlicher ORC-Module derzeit laut Herstellerangaben meist bei ca. 18% (KWK-Betrieb, 80°C Wassertemperatur am Kondensatoraustritt). Diese ORC-Systeme werden üblicherweise indirekt über einen Thermoöl-Zwischenkreislauf beheizt. Das Thermoöl muss hierbei auf etwa 320°C erwärmt werden, bedingt durch das für diese Prozesse gewählte ORC-Medium.

Bei den bekannten Prozessen wird als organisches Medium meist ein Kältemittel, Hexan, Toluol oder eine andere Fluorkohlenwasserstoffverbindung eingesetzt. Der DeVeTec-Prozess nutzt als organisches Medium Ethanol.

Ein Vergleich mit heute genutzten organischen Medien bei ORC-Turbinenlösungen mit dem Einsatz von Ethanol bei der ORC-Kolbenmaschine zeigt, dass ein deutlich höheres Enthalpie-Gefälle ausgenutzt werden kann, was zu einer größeren Ausbeute an elektrischer Energie bei gleicher Wärmeeinsatzmenge führt.

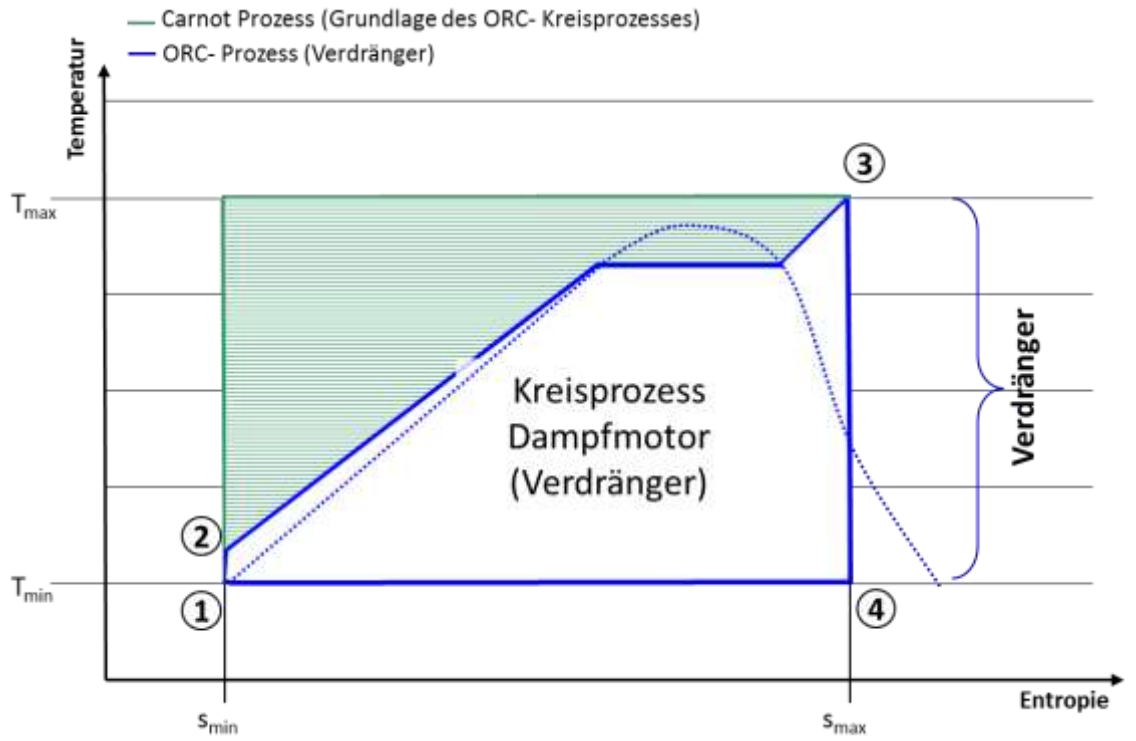


Abbildung 2: Grundprinzip ORC-Kolbenmaschine [DeVeTec]

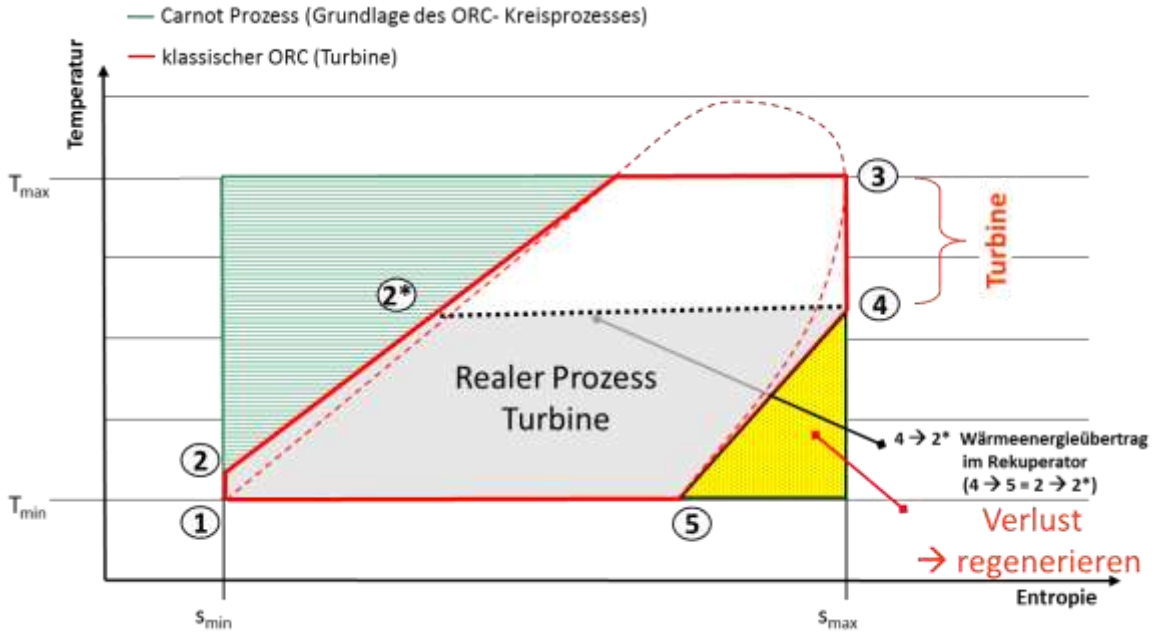


Abbildung 3: Grundprinzip ORC-Turbine [DeVeTec]

Die folgende Darstellung zeigt den Vergleich zwischen Turbinen und dem ORCent-Expansionsmotor bezogen auf den Gesamtwirkungsgrad einer ORC-Anlage, wobei sich in puncto Gesamtausbringungsmenge an elektrischer Energie und damit auch dem Gesamtwirkungsgrad deutliche Vorteile für die Kolbenmaschine zeigen.

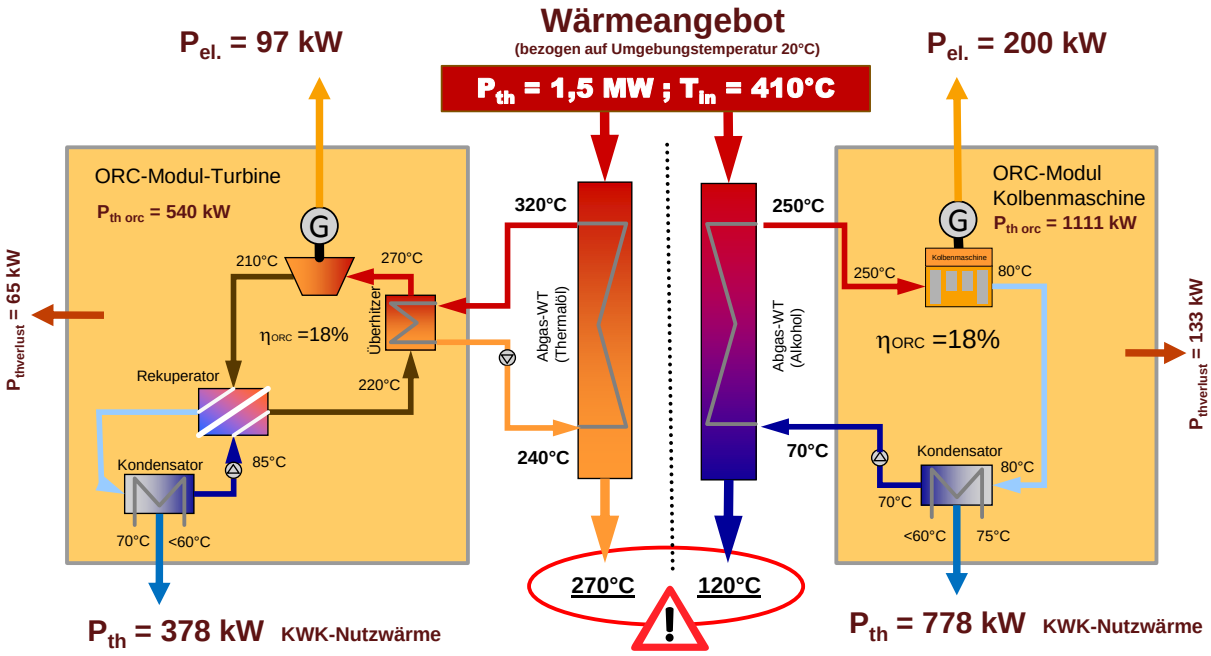


Abbildung 4: Vergleich ORC-Dampfexpansionsmotor und Turbine bezogen auf den Wirkungsgrad [DeVeTec]

Der Gesamtwirkungsgrad einer ORC-Anlage wird durch ein ORC-Modul mit einer Kolbenmaschine entscheidend gesteigert, da die Menge der verwertbaren Energie aus dem Abwärmestrom deutlich größer ist.

Neben dem geringeren Wirkungsgrad des Gesamtsystems zeigen sich bei den bekannten ORC-Systemen, die eine Turbine oder einen Schraubenmotor als Expansionsmaschine benutzen noch weitere Problemstellungen.

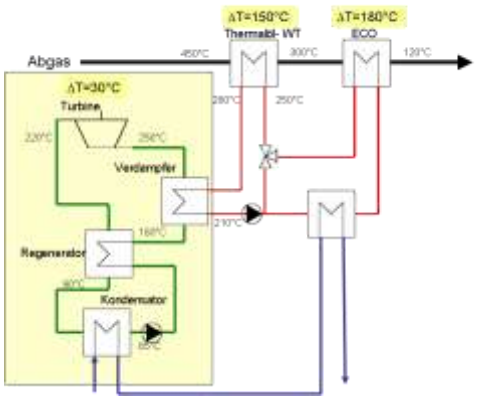
Turbinen haben den Nachteil, dass die Auslegung auf einen optimalen Betriebspunkt durchgeführt werden muss und auch nur ein geringes Enthalpiegefälle realisiert werden kann.

Wird die Turbine nicht in diesem Arbeitspunkt betrieben, beispielsweise wegen Teillastbetrieb oder bei schwankenden Betriebszuständen (Temperaturniveaus), sinkt ihr Wirkungsgrad erheblich. Schwankende Betriebszustände liegen bei industriellen Prozessen und bei Abwärmeströmen jedoch sehr häufig vor.

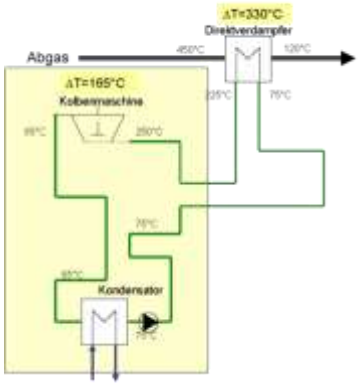
Bei Schraubenmotoren sind die Wirkungsgrade in der Regel nicht befriedigend, da man hier die Problematik der Spaltverluste bei den Schraubenkomponenten hat.

Der DeVeTec-Ansatz ist weiterhin dadurch gekennzeichnet, dass das organische Medium direkt verdampft wird und somit die Anzahl der Bauteile für eine ORC-Anlage reduziert werden kann.

ORC Turbine



ORCent



Folgende Komponenten können beim Einsatz der ORCent-Technologie mit Direktverdampfung und Kolbenmotor entfallen:

- Thermoölkreislauf
- Rekuperator
- Vorwärmer

3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Im Rahmen des Projektes, d. h. von November 2009 bis Februar 2014, wurden neben den weiteren Systemoptimierungsarbeiten an der ORC-Technologie, speziell dem Motor, vier Feldtestanlagen in unterschiedlichen Industrien aufgebaut.

Folgende Aufgabenstellungen wurden dabei im Rahmen des Projektes bearbeitet.

1. Dauerbetrieb der Anlagen zur Erhöhung der Systemzuverlässigkeit, der Standzeit und des Wirkungsgrades bei Wärmeströmen unterschiedlicher Qualität (Kontinuität, Temperatur, Schadstoffbelastung)

2. Ermittlung und Optimierung von Investitions- und Betriebskosten

3. Entwicklung eines universell einsetzbaren, betriebssicheren Prozesses für unterschiedliche Betriebsbedingungen

4. Aufbau von Referenz- und Demonstrationsanlagen, die für die spätere Markteinführung

5. Entwicklung einer Testumgebung für und Test von neuen ORC-Medien

6. Entwicklung eines Zuliefernetzwerkes im Rahmen einer standardisierten Serienfertigung für die ORCent-Module

Im Rahmen des Feldtestprogrammes wurden mehrere Pilotanlagen mit Industrieanwendern in verschiedenen Anwendungsbereichen errichtet:

- Abgas einer Biogasanlage (Projektpartner: Evonik New Energies)
- Industrielle Abwärmenutzung in der chemischen Industrie (Projektpartner: Evonik Industries)
- Industrielle Abwärme in der Glasindustrie (Projektpartner: Noelle + von Campe GmbH)
- Industrielle Abwärme in der Stahlindustrie (Projektpartner: Badische Stahlwerke GmbH)

Dabei wurden die Prozesse im Rahmen des vorgeschlagenen Projektes in den aufeinanderfolgenden Entwicklungsstufen sukzessive weiterentwickelt und verbessert. Es wurde jeweils die neueste Generation des Motors in der nächsten Feldtestanlage eingesetzt.

In einem weiteren Teilprojekt im Rahmen des Verbundprojektes wurden neue organische Arbeitsfluide für den von der Fa. DeVeTec entwickelten Dampfexpansionsmotor zum Einsatz im Organic Rankine Cycle für die Nutzung von Abwärmeströmen in erweiterten Temperaturbereichen von 90 bis 400°C entwickelt.

4 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde, insbesondere

4.1 Angabe bekannter Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens benutzt wurden

Basis für die Entwicklung der ersten eigenen ORC-Anlage

Auf Basis der Erkenntnisse der ORC-Demonstrationsanlage am Kraftwerk Fenne in Völklingen wurde die erste Feldtestanlage in Kirchwalsede geplant. Folgende wesentliche Themenschwerpunkte standen bei der Entwicklung der ersten eigenen Feldtestanlage im Vordergrund:

- Realisierung einer neuen Steuerung zur Regelung des Dampfkreisprozesses in Zusammenarbeit mit der Fa. HGS
- Änderungen der Anlagentechnik in folgenden Bereichen
  - Pumpenstation
  - Kondensator und Ausgleichsbehälter
  - Belüftungsleitung
  - Regelventile
  - Rauchgasklappe
- Änderungen an der Expansionsmaschine

Änderung der Steuerung

Im Laufe des Projekts hat man sich dazu entschlossen, die Steuerung mit den von der Fa. DeVeTec gewonnen Erkenntnissen, die man über 2 Jahre gesammelt hatte, zu erneuern. Nach diversen Anfragen hat man sich für die Fa. HGS als Projektpartner entschieden, die dann nach unseren Vorgaben und Regelstrategien eine vorhandene BHKW Steuerung auf unsere Bedürfnisse umprogrammiert hat. Diese wurde binnen weniger Monate umgesetzt und in der Demonstrationsanlage installiert. Die Schaltschränke wurden ausgetauscht, d. h. die S7-Steuerung wurde durch die DEIF-Steuerung der Fa. HGS ersetzt. Nach diesem Umbau war ein automatisiertes Anfahren einzelner Betriebspunkte möglich. Die vorher vereinbarten maximalen Betriebspunkte können nach wie vor aus anlagentechnischen Gründen nicht angefahren werden. Nach erfolgreicher Umsetzung wurde bereits die Steuerung für die ORC-Anlage in Kirchwalsede geplant und realisiert. Die Anlagen in Worms und Boffzen bauen ebenfalls auf dieser Steuerung auf.

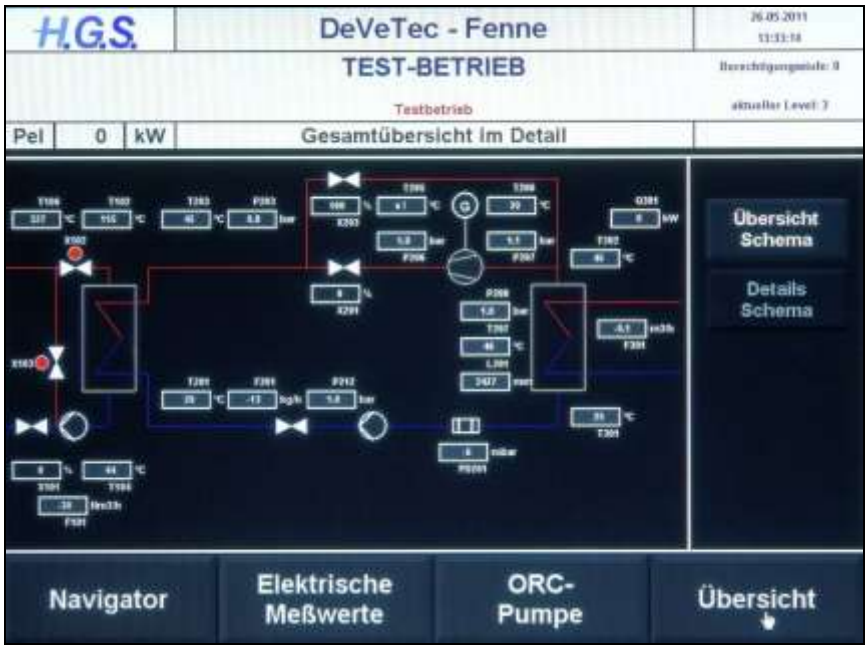


Abbildung 5: DEIF-Steuerung am Standort Fenne [DeVeTec]

Änderungen der Anlagentechnik im Bereich Pumpenstation

Die Pumpenstation der Demonstrationsanlage besteht aus einem Vorfilter und einer Hochdruckpumpe, die im Zulaufbetrieb gefahren wird. Die Hochdruckpumpe ist eine Mehrkolbenaxialpumpe, die einen Mindestvordruck von 2bar(g) benötigt. Durch den Vorfilter und die geringe Zulaufhöhe werden max. 10% des Vordrucks erreicht. Langfristig wird die Pumpe infolge von Kavitation an den Kolben Schaden nehmen.

Daher hat man sich für zukünftige Anlagen dafür entschieden, die Pumpenstation mit einer Vorförderpumpe und einer Hochdruckpumpe auszustatten.

Abbildung 6: Pumpenstation Fenne [DeVeTec]

Änderungen am Kondensator mit integriertem Flüssigkeitsbehälter

Der Kondensator der Demonstrationsanlage ist ein Rohrbündelwärmetauscher mit integrierter Flüssigkeitsvorlage für die Hochdruckpumpe. Allerdings ist das Volumen für den fehlerfreien Betrieb der Anlage unterdimensioniert, da im Betrieb der Anlage ein Großteil des Ethanols im Umlauf ist und somit der Flüssigkeitsvorlage nicht zur Verfügung steht. Ein weiterer Schwachpunkt war die Füllstandanzeige mittels Differenzdruck. Durch eine fehlerhafte Konstruktion im Bereich der Anbindung des oberen Druckanschlusses konnte der Kondensator beim Befüllen mit Ethanol überfüllt werden, ohne dass die Füllstandanzeige dies mitteilte. Ein Überfüllen hat zur Folge, dass die Rohrbündel mit flüssigem Ethanol geflutet werden, wodurch ein Wärmetausch im geplanten Sinne nicht mehr stattfinden kann. Ein Druckanstieg im Kondensator ist die Folge.

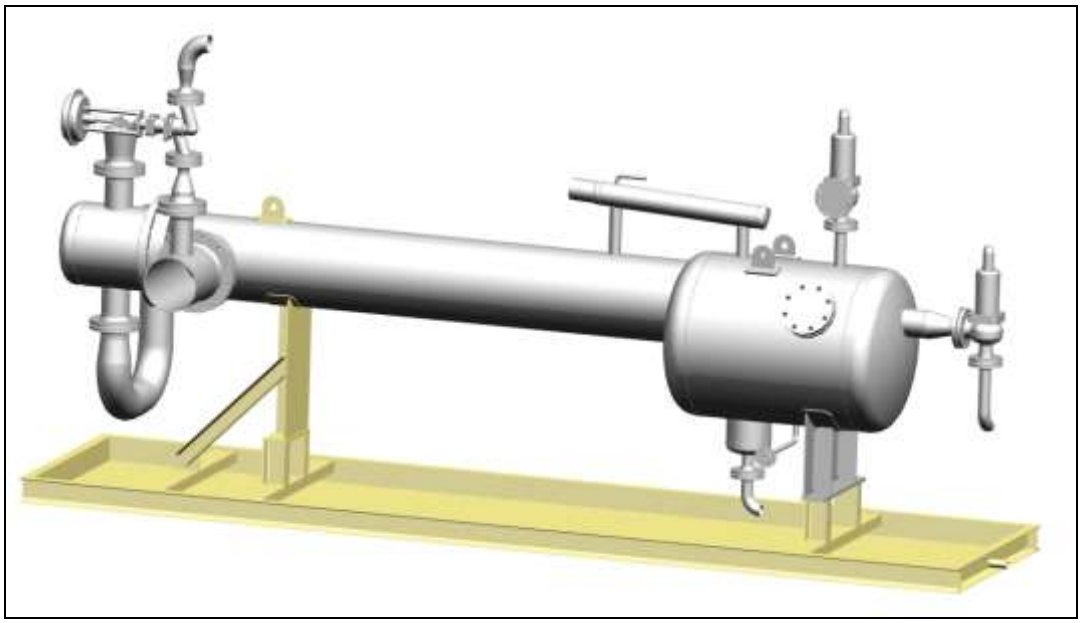


Abbildung 7: Kondensator mit Flüssigkeitsvorlage [DeVeTec]

Aus Platzgründen hat man sich zum einen auf einen Plattenwärmetauscher als Kondensator geeinigt und zum anderen auf einen gesonderten Ausgleichsbehälter. Durch die kompakte Bauform lassen sich diese Komponenten besser auf dem Containerdach anordnen. Zudem handelt es sich bei diesen Apparaten um standardisierte Produkte. Zur Füllstandmessung wird ein Schwimmerschalter mit vier Schaltpunkten als kostengünstigste Alternative bei allen zukünftigen Anlagen eingesetzt.

Änderungen der Beatmungsleitung

Die ORC-Anlage ist im Stillstand mit Stickstoff überlagert. Beim Anfahren erwärmt sich der Stickstoff und dehnt sich aus. Im geschlossenen ORC-System führt dies zu einem Druckanstieg in der Anlage, der über eine Beatmungsleitung an die Umgebung abgelassen werden kann. Bei Überschreitung eines gewissen Solldrucks öffnet ein pneumatisches Ventil, wodurch das gasförmige Stickstoff-Ethanol-Gemisch über die Beatmungsleitung entweichen kann. Diese Funktion wurde nachträglich in die Steuerung eingebunden und war in Ihrer Ausführung mangelhaft, da nicht ausgeschlossen werden konnte, dass bei geöffnetem Ventil

Sauerstoff ins geschlossene System eindringt. Diese Sicherheitslücke wurde aber bei allen zukünftigen Anlagen durch die Verwendung eines Überströmers behoben. Bei Druckanstieg im Kondensator öffnet ein pneumatisches Ventil, das den Weg zum Überströmer freigibt. Nach dem Überströmer führt eine Beatmungsleitung nach draußen. Der Atex geprüfte Überströmer öffnet bereits bei einem Überdruck von 100 mbar und lässt nur eine Strömungsrichtung zu. Somit ist immer gewährleistet, dass keine Umgebungsluft in den Kondensator eindringen kann. Zur besseren Trennung des Stickstoff-Ethanol-Gemischs wurde eine Trennkammer entwickelt, die das im Stickstoff gelöste Ethanol besser trennt, damit weniger Ethanol über die Beatmungsleitung entweicht.

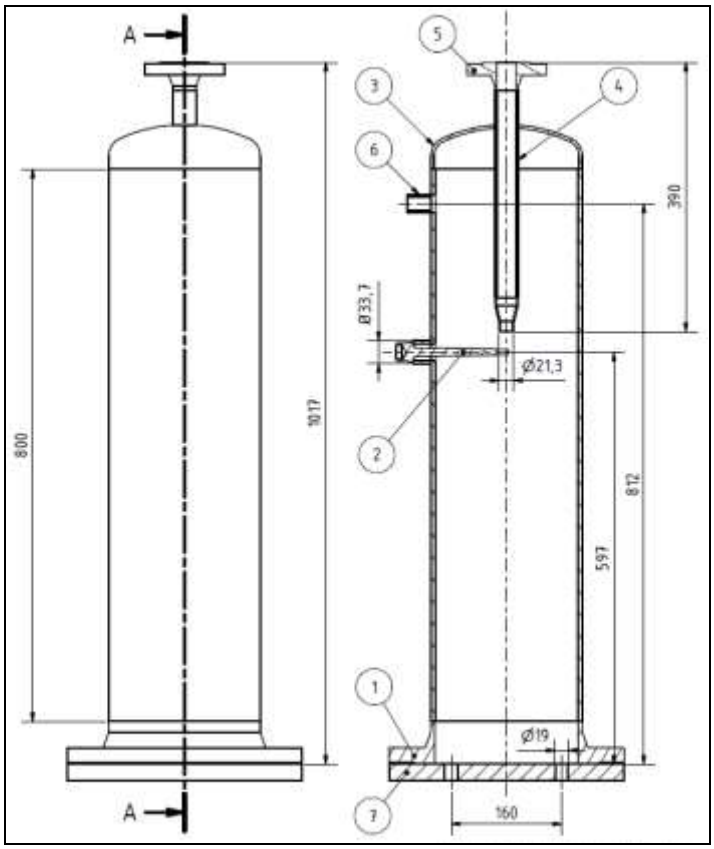


Abbildung 8: Trennkammer für zukünftige Anlagen [DeVeTec]

Änderung der Regelventile

Zur Steuerung des Dampfkreisprozesses gibt es ein Dampfregelventil für den Bypass und ein Zudampfregelventil für den Expander. Diese Ventile müssen im geschlossenen Zustand absolut dicht sein, da sonst der Ethanoldampf an den Leckagestellen der Ventile vorbei in das Rohrleitungssystem des Expanders gelangt und an den kalten Wandungen kondensiert. Es war bei der Demonstrationsanlage in Fenne immer wieder festzustellen, dass erhebliche Mengen Ethanol bei geschlossenem Ventil austreten. Selbst im Stillstand verdampft und kondensiert ein Teil des Ethanols und strömt somit an den geschlossenen Ventilen vorbei. Selbst nach zweitägigem Stillstand wurden mehrmals 5l flüssiges Ethanol nach dem Zudampfventil abgelassen. Mit der Zeit würde der Expander geflutet werden, was in jedem Fall zu vermeiden ist.

Ein weiterer Grund für die Anforderungen nach dichten Regelventilen ist die Tatsache, dass im Expandervolllastbetrieb das Bypassventil geschlossen und das Zudampfventil geöffnet ist. Nur bei einem absolut dichten Bypassventil kann der gesamte Massenstrom auf den Expander geleitet werden. Je mehr Massenstrom am geschlossenen Bypassventil vorbeiströmen kann, desto geringer ist die elektrische Ausbeute am Expansionsmotor.
Daher wurden bei allen nachfolgenden Anlagen Regelventile mit eingeschliffenem Sitz eingebaut. Um Verschleißerscheinungen zu minimieren und die Dichtigkeit auf Dauer zu garantieren sind die Sitze zusätzlich gehärtet.

Änderung der Anzahl der Rauchgasklappen

Der Rauchgaswärmetauscher der Demonstrationsanlage ist über einen Bypass ins ursprüngliche Abgassystem eingebunden. Zum Abschiebern der Abgase im Stillstand war zwischen Verdampfer und Saugzugsystem eine Ringdrosselklappe als Absperrklappe vorgesehen. Wegen des großen Ringspalts an der Ringdrosselklappe ist zu viel Rauchgas am Wärmetauscher vorbeigeströmt, wodurch dieser nie wirklich auskühlen konnte. Daher sind selbst bei ausgeschalteter ORC-Anlage große Mengen an Ethanol verdampft.
Als Konsequenz werden alle ORC-Anlagen, die im Bypass betrieben werden, vor und nach dem Wärmetauscher mit relativ dicht schließenden Abgasklappen bestückt.

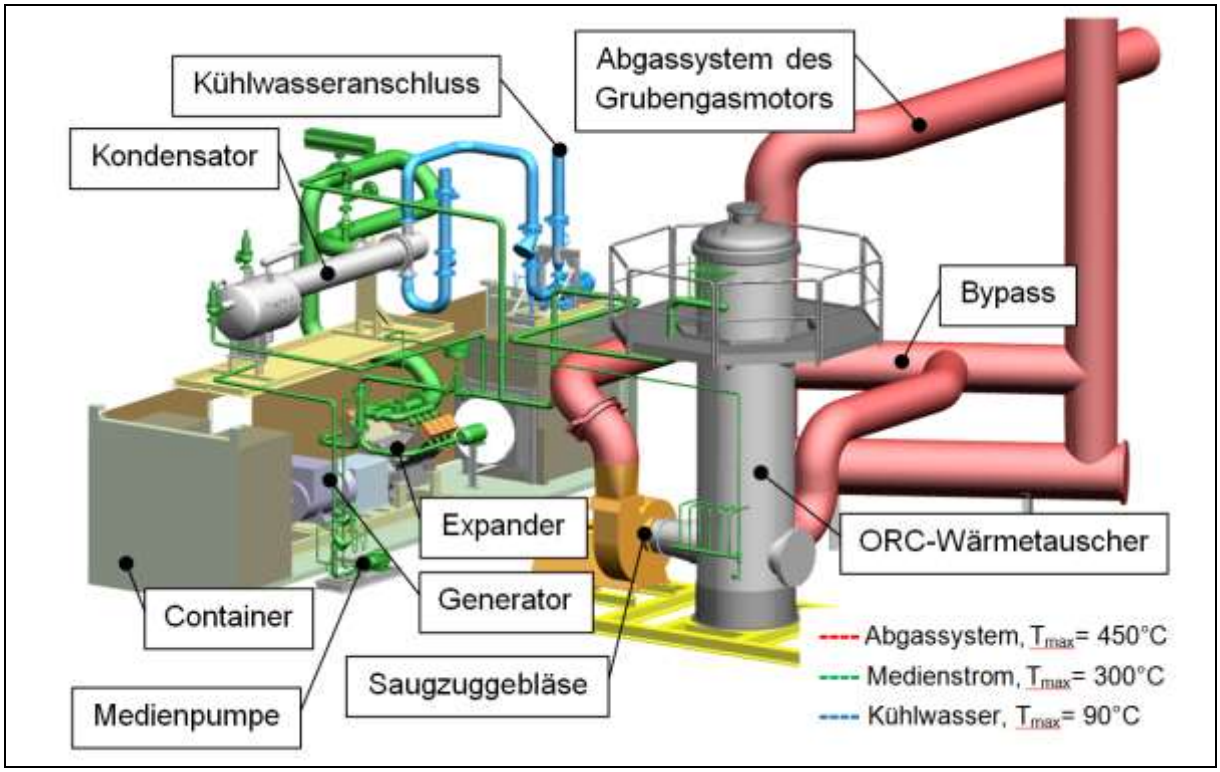


Abbildung 9: ORC-Anlage Fenne [DeVeTec]

Änderungen an der Expansionsmaschine

Auf Basis der bestehenden Expanderkonstruktion wurden folgende wesentliche Maßnahmen im Laufe der Zeit umgesetzt:

- Änderung des Dichtungskonzepts an der Kolbenstange
- Änderung des Materials für die Zylinderbank
- Änderungen des Einlassventilsitzes bezüglich der Verstellung
- Änderung der Materialpaarung an der Auslassventilsteuerung
- Expanderdrehzahlanpassung

Änderung des Dichtungskonzepts an der Kolbenstange

Bereits vor der Planung für die Anlage in Kirchwalsede stand fest, dass erhebliche konstruktive Änderungen an der Kolbenstangendichtpackung durchgeführt werden müssen, da die Dichtigkeit zwischen dem Ethanol- und dem Ölraum unzureichend war. Diese Änderungen wurden durch Realisation der Hubfreiheit sichergestellt, auf die im Kapitel „Weiterentwicklung Dichtungskonzept“ näher eingegangen wird. Der Kreuzkopf und die Kolben samt Kolbendichtungen konnten unverändert auch für andere Anlagen eingesetzt werden.

Änderungen des Einlassventilsitzes bezüglich der Verstellung

Der Einlassventilsitz wurde von unten in den Zylinderkopf geschraubt und konnte ursprünglich über eine Verstellung um 2 mm bewegt werden. Mit dieser Verstelleinheit konnte man in kleinen Grenzen den Zeitpunkt der Öffnung und den Öffnungsquerschnitt verändern. Allerdings stellte man relativ früh fest, dass sich dieser Verstellmechanismus in der Praxis nicht bewährt. Zudem musste bei Änderungen an den Ventilen oder der Feder der ganze Zylinderkopf ausgebaut werden. Daher hat man bei allen zukünftigen Versionen die Konstruktion dahin gehend geändert, dass der Ventilsitz samt Ventil und Feder von oben montiert werden kann.

Änderung der Materialpaarung an der Auslassventilsteuerung

Die schmierungsfreie Betätigung der Auslassventile wurde am Anfang der Entwicklung mit Bauteilen aus dem Normteilkatalog zusammengesetzt. Es wurden gehärtete Materialien eingesetzt, deren Oberflächen zusätzlich beschichtet wurden. Es wurden auch andere Materialpaarungen bei unterschiedlichen Oberflächengüten getestet, was aber zu keinem Erfolg führte. Daher hat man sich in dem Bereich auf Hochleistungskunststoffe konzentriert – die Entwicklungen dauern noch an.

Expanderdrehzahlanpassung

Gegenüber der Anlage in Fenne stehen bei der Biogasanlage in Kirchwalsede 35% weniger thermische Leistung zur Verfügung. Demzufolge wird auch eine geringere Expanderleistung benötigt, die man durch Anpassung der Drehzahl, ohne konstruktive Änderungen am

Expander durchführen zu müssen, realisierte. Aufgrund der Netzfrequenz von 50 Hz ist die Generatordrehzahl in Abhängigkeit der Polzahl vorgegeben. Aufgrund der Verfügbarkeit und der Beschaffungskosten hat man sich für 4-polige Generatoren entschieden, die bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} Strom ins Netz einspeisen. Zwecks Drehzahlanpassung wird bei allen zukünftigen Anlagen mit verminderter Leistung ein Getriebe zwischen Expander und Generator installiert.

Gegenüber der Anlage in Fenne wurde die Drehzahl mittels Getriebe (Übersetzung 1,4) von 1500 min^{-1} auf 1061 min^{-1} reduziert, um dem verminderten Leistungsangebot gerecht zu werden.

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Über das Projekt wurden in der Zeit von 2009 bis 2014 mit folgenden anderen Stellen zusammengearbeitet bzw. wurde das Projekt entsprechend vorgestellt:

- Workshop EnEff-Statusseminar: Perspektiven der KWK-Technologie vom 22.11. bis 23.11.2010 in Stuttgart

- Das Projekt ORCent II wurde in Nr. 13/2011 „Abwärme zu Strom veredeln“ des BINE-Informationsdienst vorgestellt.

- Vortrag: ORC-Dampfexpansionsmotor für die Nutzung niedertemperierter Wärmeströme

- Präsentation eines Projektposters beim EnEff:Stadt-Kongress vom 17.01. bis 18.01.2012 in Hamburg

- Workshop EnEff-Statusseminar: Dezentrale Energiesysteme vom 16.04. bis 17.04.2012 in Erfurt

- Vortrag: Abwärmenutzung mit ORC-Kolbenexpansionsmaschine

- Der ORC-Dampfexpansionsmotor wurde auf dem Forschungsstand des BWMi anlässlich der Hannover Messe 2012 in der Zeit vom 23.04. bis 27.04.2012 vorgestellt. Der damalige Bundeswirtschaftsminister Dr. Philip Rösler ließ sich den Motor anlässlich seines Messerundgangs erklären.

Abbildung 10: Dr. Philip Rösler mit DeVeTec-Geschäftsführer Michael Schmidt [DeVeTec]

- Publikation des Feldtestprojektes in Zusammenarbeit mit dem Feldtestpartner BSW in der Broschüre des Umweltministeriums Baden-Württemberg 2013

- Im Rahmen des Projektes wurden mehrere Bachelor- und Masterarbeiten geschrieben.
  - Andreas Schönborn, Universität Kaiserslautern
  - Fritjof Groß, Universität Kaiserslautern
  - Thomas Grote, FH Wilhelmshaven
  - Christoph Will, Umweltcampus Birkenfeld, FH Trier
  - Tobias Schneider, Umweltcampus Birkenfeld, FH Trier

6 Ergebnisbeschreibung des Projektvorhabens in Bezug auf unterschiedliche Teilbereiche

6.1 Standortspezifische Anlagenkomponenten

6.1.1 Verdampfer

6.1.1.1 Verdampferkonzept für den Betrieb mit schwefelhaltigen Heißgasen bis 550°C mit zwei systemunabhängigen Wärmequellen

Grundanforderung und Ziele

Das Verdampferkonzept ist für die Nutzung von Abgasenergie aus Blockheizkraftwerken, die mit Biogas betriebenen Gasmotoren ausgestattet sind, ausgelegt. Die Wärmetauscherleistung liegt bei 800kW. Das Konzept sieht vor, dass zwei unabhängige Abgaswärmeströme genutzt werden können, um das Wärmeträgermedium Ethanol zu erwärmen, zu verdampfen und anschließend zu überhitzen.

Der Wärmetauscher ist für unterschiedliche Betriebspunkte ausgelegt, sodass die Gesamtanlage selbst bei großer Abweichung vom optimalen Betriebspunkt funktionsfähig bleibt. Folgende Betriebspunkte können realisiert werden:

- Vollauslastung beider Gasmotoren
- 75% Auslastung beider Gasmotoren
- 100% Auslastung und 50% Auslastung beim jeweiligen Gasmotor

Das Wärmetauschergesamtsystem ist für die Verwendung von Gasmotoren des Typs MWM TCG 2016C V16 vorgesehen. Nach Abstimmung mit dem Wärmetauscherhersteller kann es aber auch auf andere Motoren adaptiert werden. Wegen der hohen Rauchgastemperaturen von bis zu 550°C sind die Rohrschlangen und das Gehäuse aus Edelstahl gefertigt, das den hohen Temperaturen standhält und zu denen es auch verlässliche Berechnungskennwerte gibt. Nebeneffekt der Edelstahlausführung ist die Tatsache, dass auch bei Anlagenstillstand das Innere des Wärmetauschers nicht infolge von Kondensatbildung anfängt zu korrodieren.

Um den Korrosionsangriff auf den Wärmetauscher infolge von Schwefelverbindungen zu unterbinden, müssen Maßnahmen ergriffen werden, die in der technischen Beschreibung zur Lösung der Schwefelwasserstoffproblematik näher erläutert werden.

Schwefelwasserstoffproblematik

Bei der Vergärung von Biomasse entsteht im Fermenter Schwefelwasserstoff. In Abhängigkeit des Substrats können Schwefelwasserstoffkonzentrationen von 150-5000ppm entstehen. Schwefelwasserstoff wird mit dem Methan im Gasmotor verbrannt. Aus H2S und Sauerstoff entsteht bei der Verbrennung Schwefeldioxid (=SO_2), das zusammen mit dem im Rauchgas gelösten Wasserdampf zu Schwefliger Säure H_2SO_3 reagiert. Sofern der Taupunkt der Schwefligen Säure nicht unterschritten wird, bleibt die Verbindung gasförmig und kann über die Rauchgase an die Umgebung abgegeben werden. Bei Unterschreitung des Taupunktes werden kalte Oberflächen mit Schwefliger Säure benetzt, wodurch es an metallischen Oberflächen zu Korrosion kommt. Die Höhe des Taupunktes ist hauptsächlich abhängig vom Schwefelwasserstoff im Biogas und vom Wassergehalt im Rauchgas. Je höher

der Schwefelwasserstoffanteil im Biogas und der Wasseranteil im Rauchgas sind, desto höher ist der Taupunkt. Zur Abschätzung des Taupunktes kann man entweder eine Worst-Case-Betrachtung machen oder man kann für einen stationären Betriebspunkt eine Taupunktmessung im Rauchgas veranlassen.

Technische Beschreibung zur Lösung der Schwefelwasserstoffproblematik

Beispiele aus der Praxis haben gezeigt, dass Korrosion infolge von Schwefliger Säure innerhalb von wenigen Betriebsstunden zum Versagen der Bauteile führen kann, unabhängig davon, ob die Bauteile aus einfachem Kohlenstoffstahl oder Edelstahl gefertigt sind. Da die Verdampfereinheit 20% der Gesamtinvestitionskosten ausmacht, muss vermieden werden, dass diese Komponente vorzeitig ausfällt, da sich sonst die Amortisationszeit für die Gesamtanlage verlängert. Zudem ist die Anlagensicherheit gefährdet, wenn die drucktragenden Rohre im Verdampfer infolge von Korrosion platzen würden. Daher wurden folgende Maßnahmen ergriffen:

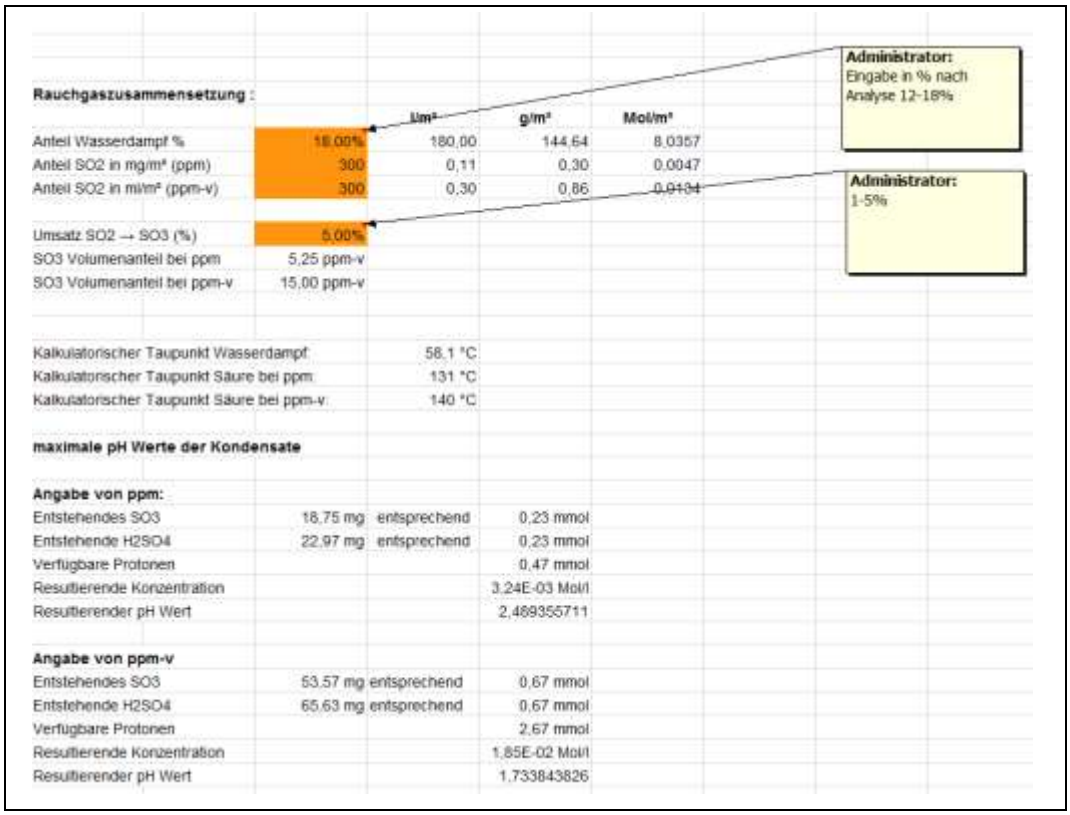
- Begrenzung des Schwefelwasserstoffanteils
- Überschreitung des Taupunktes von Schwefliger Säure im Betrieb

Begrenzung des Schwefelwasserstoffanteils im Biogas

Zur Einhaltung der vereinbarten Schwefelwasserstoffgrenzkonzentration ist es notwendig, dass die Messung kontinuierlich durchgeführt wird. Bei Überschreitung des Grenzwertes muss die Verdampfereinheit abgeschaltet werden und darf erst dann wieder in Betrieb genommen werden, wenn die Grenzwerte über einen längeren Zeitraum konstant unterhalb der vorher definierten Alarmschwelle liegen. Grund hierfür ist, dass beim Anfahren der erkalteten Verdampfereinheit die Rauchgastemperatur unterhalb des Taupunktes für schweflige Säure fällt, wenn auch nur für ein bis zwei Stunden. Ein weiterer Punkt für die Einhaltung der Schwefelwasserstoffgrenzkonzentration betrifft die Gewährleistungs-vereinbarungen mit dem Wärmetauscherhersteller. Kann der Betreiber der Anlage nachweisen, dass zu jedem Zeitpunkt die Konzentration von H_2S unter dem Grenzwert lag, dann muss im Falle eines Verdampferausfalls infolge von Korrosion der Wärmetauscherhersteller haften, allerdings ist diese Klausel zeitlich befristet.

Überschreitung des Taupunktes von Schwefliger Säure im Betrieb

Um sicherzustellen, dass der Taupunkt nicht unterschritten wird, muss in Abhängigkeit der Anlagenparameter der Taupunkt ermittelt werden. Dies geschieht entweder durch Messung mit einem Taupunktmessgerät durch einen externen Prüfer oder durch eine Worst-Case-Betrachtung. Wir haben zusammen mit dem Chemieingenieur Herrn Schneider ein Excel-Tool entwickelt, mit der eine Worst-Case-Betrachtung durchgeführt werden kann. Durch Eingabe des Wasserdampfanteils im Rauchgas und des Schwefelwasserstoffanteils im Biogas wird die Taupunktgrenztemperatur bestimmt.



Rauchgaszusammensetzung :

		l/m³	g/m³	Mol/m³
Anteil Wasserdampf %	18,00%	180,00	144,64	8,0357
Anteil SO2 in mg/m³ (ppm)	300	0,11	0,30	0,0047
Anteil SO2 in ml/m³ (ppm-v)	300	0,30	0,86	0,0134
Umsatz SO2 → SO3 (%)	5,00%			
SO3 Volumenanteil bei ppm	5,25 ppm-v			
SO3 Volumenanteil bei ppm-v	15,00 ppm-v			

Administrator:
Eingabe in % nach
Analyse 12-18%

Administrator:
1-5%

Kalkulatorischer Taupunkt Wasserdampf:	58,1 °C
Kalkulatorischer Taupunkt Säure bei ppm:	131 °C
Kalkulatorischer Taupunkt Säure bei ppm-v:	140 °C

maximale pH Werte der Kondensate

Angabe von ppm:			
Entstehendes SO3	18,75 mg	entsprechend	0,23 mmol
Entstehende H2SO4	22,97 mg	entsprechend	0,23 mmol
Verfügbare Protonen			0,47 mmol
Resultierende Konzentration			3,24E-03 Mol/l
Resultierender pH Wert			2,489355711

Angabe von ppm-v			
Entstehendes SO3	53,57 mg	entsprechend	0,67 mmol
Entstehende H2SO4	65,63 mg	entsprechend	0,67 mmol
Verfügbare Protonen			2,67 mmol
Resultierende Konzentration			1,85E-02 Mol/l
Resultierender pH Wert			1,733843826

Abbildung 11: Ermittlung der Taupunkttemperatur [DeVeTec]

Die minimale Rauchgastemperatur muss über der Taupunktgrenztemperatur liegen, damit sichergestellt ist, dass die Oberflächentemperatur der mit dem Rauchgas in Berührung kommenden Metalloberflächen nicht unter die Grenztemperatur sinkt. Diese Minimaltemperatur steht aber im Zielkonflikt zur maximalen thermischen nutzbaren Leistung der Verdampfereinheit. Um möglichst viel thermische Leistung aus dem Rauchgas ziehen zu können, ist man bestrebt, das Rauchgas so weit wie möglich runter zu kühlen.

<u>Problem der Oberflächentemperatur an gekühlten Heizrohren innerhalb des Verdampfergehäuses</u>

Systembedingt kann das Wärmeträgermedium Ethanol, nachdem es den Expansionsmotor passiert hat und im Kondensator kondensiert wurde, nicht wärmer als 70°C werden. Dies liegt zum einen an der Kondensationstemperatur von 78°C bei Umgebungsdruck und zum anderen an der Tatsache, dass die Pumpeneinheit mit maximal 70°C kaltem Ethanol betrieben werden darf, um Kavitationsschäden zu vermeiden. Mit dieser Temperatur wird das Ethanol im Betrieb der ORC-Anlage in den Wärmetauscher gepumpt. Dies hat zur Folge, dass die Oberflächentemperatur an der Heizschlange, in dem Bereich wo kaltes Ethanol geführt wird, nicht wesentlich über 70°C steigt. Diese Thematik ist im Wärmeübergang begründet. Rauchgasseitig wird die Temperatur in der thermischen Grenzschicht bis auf die Oberflächentemperatur der Heizschlange fallen. Unter Berücksichtigung der Ethanoltemperatur von 70°C auf der kalten Seite und der Wärmeleitung durch die Rohrwand ist mit einer Oberflächentemperatur auf der Heizschlange von 80°C zu rechnen. Dies bedeutet aber auch, dass die Rauchgastemperatur in den Bereichen auf 80°C fällt, wodurch

im Fall der Biogasanwendung die Taupunkte von Schwefliger Säure unterschritten werden. An diesen Stellen ist die Gefahr der Schwefelkorrosion am höchsten.

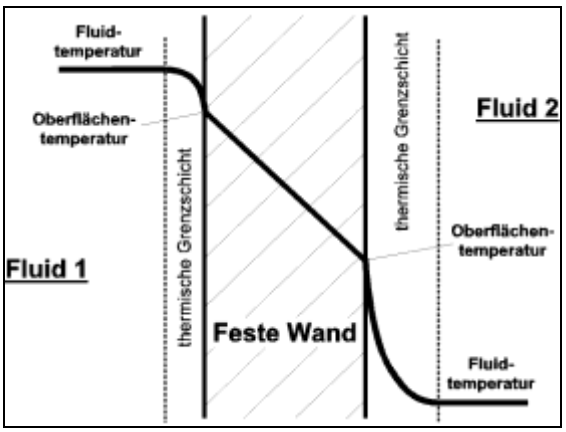


Abbildung 12: Wärmeübergang [Wikipedia]

Beschreibung der Ethanolvorwärmung

Die Standardlösung des Rauchgaswärmetauschers besteht aus einer Verdampfereinheit und einem integrierten Überhitzer, der das Ethanol erwärmt, verdampft und überhitzt. Bei der Biogasanwendung wird vor die Verdampfereinheit mit integriertem Überhitzer noch eine Einheit zur Ethanolvorwärmung geschaltet.

Diese Einheit besteht aus einem Plattenwärmetauscher und einem Heizpaket (Vorwärmer), das im Wärmetauscher integriert ist. Im Betrieb der ORC-Anlage wird das kalte Ethanol in den Plattenwärmetauscher gepumpt, der das Ethanol vorwärmt. Das warme Ethanol strömt, nachdem es den Plattenwärmetauscher passiert hat, in den Vorwärmer, der das Ethanol weiter erhitzt. Das erhitzte Ethanol strömt wieder in den Plattenwärmetauscher und wird abgekühlt. Die Wärme, die das Abkühlen freisetzt, wird für das Erwärmen des Ethanols benötigt. Nachdem das warme Ethanol den Plattenwärmetauscher passiert hat, gelangt es in die eigentliche Verdampfereinheit, bestehend aus Verdampfer und Überhitzer. Das 3/2-Wegeventil dient zur Regelung der Ethanoltemperatur an der Verdampfer- und Erhitzereinheit, denn auch an dieser Einheit, darf die Ethanoltemperatur nicht unter die Mindesttemperatur fallen, da sonst die Gefahr der Korrosion infolge der Schwefligen Säure auftritt.

Ein Nachteil dieser integrierten Bauweise mit unterschiedlichen Heizpaketen in einem Wärmetauscher ist die Bauhöhe. Für die 800kW-Tauschleistung hat der Wärmetauscher eine Höhe von zehn Metern.

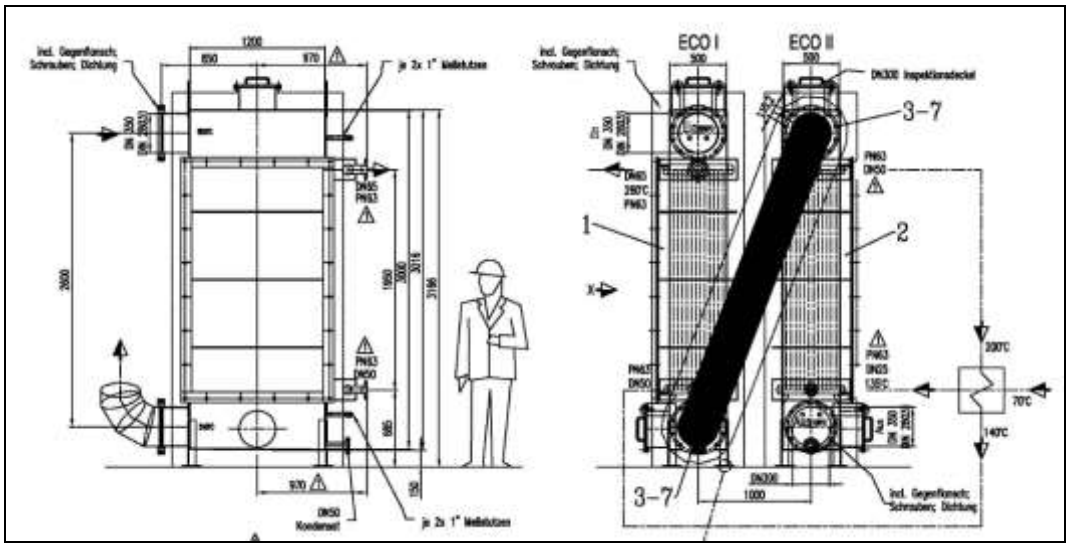


Abbildung 13: Rauchgaswärmetauscher [DeVeTec]

Je nach Aufstellungssituation kann es notwendig sein, den Wärmetauscher zweiteilig auszuführen, um gewisse Bauhöhen einzuhalten. Auf der oberen Abbildung ist der Wärmetauscher in zwei Funktionseinheiten unterteilt. ECOI ist der Verdampfer mit integrierter Überhitzung und ECOII wird zusammen mit dem schematisch gezeichneten Plattenwärmetauscher für die Ethanolvorwärmung genutzt.

Abbildung 14: Zweiteiliger Wärmetauscher mit Ethanolvorwärmung [DeVeTec]

Durch die zweiteilige Ausführung sind zum einen die Windangriffsflächen reduziert und zum anderen kann man den Wärmetauscher auch auf das Dach des ORC-Containermoduls stellen.

6.1.1.2 Verdampferkonzept für erdgasbefeuerte Wärmequellen bis 430°C mit automatischer Belüftung im Stillstand zur Vermeidung von Korrosion

Grundanforderung und Ziele

Bei dem Verdampferkonzept für erdgasbefeuerte Wärmequellen stand der Kostenaspekt im Vordergrund. Welche Maßnahmen müssen ergriffen werden, damit ein Wärmetauscher aus einfachem Kohlenstoffstahl gefertigt werden kann, ohne dass dadurch die Anlagensicherheit gefährdet wird.

Aufgrund der Bauhöhe hat der Wärmetauscher Stützgeometrien als integraler Bestandteil, an denen Rohrleitungen und Sicherheitsventile befestigt werden können. Durch diese Bauweise kann auf aufwendige Stahlkonstruktionen, die auf der Baustelle errichtet werden müssen, verzichtet werden.

Eine weitere Anforderung ist, dass auch bei Stillstand der ORC-Anlage das Innere des Wärmetauschers infolge von Kondensatbildung nicht anfangen soll zu korrodieren, nähere Informationen dazu in der technischen Beschreibung.

Der aktuelle Wärmetauscher ist für eine thermische Tauschleistung von 1.300 kW ausgelegt, bei einer maximalen zulässigen Rauchgastemperatur von 430°C.

Schwefelwasserstoffproblematik

Bei erdgasbefeuerten Öfen ist in der Regel der Anteil der Schwefelwasserstoffkonzentrationen so gering, dass Korrosion infolge von Schwefliger Säure ausgeschlossen werden kann. Diese Behauptung ist allerdings bei jeder Anlage zu überprüfen. Die Gasqualität ist normiert durch das Arbeitsblatt DVGW-G 260 „Gasbeschaffenheit“. Die G 260 legt grundsätzliche Grenzen und Bandbreiten für verschiedene Brenngase fest. Dies ist der Rahmen, in dem sich der Gasversorger grundsätzlich bewegen muss. Allerdings sind die Gasqualitäten des Energieversorgers meistens besser als das Arbeitsblatt vorschreibt, dies gilt aber nur für Deutschland. In der unteren Abbildung sind die Gasqualitäten des Energieversorgers Badenova dargestellt.

Schwefelgehalt im Erdgas

badenovaNETZ
Zuverlässigkeit. Tag für Tag

Sehr geehrte Damen und Herren.

Ihre Anfrage zum Schwefelgehalt im Erdgas, das Sie aus dem Netz der **badenova**NETZ GmbH geliefert bekommen, möchten wir gern beantworten.

Natürlicher Schwefelgehalt

Die Anforderungen an die Qualität von Erdgas sind im DVGW-Regelwerk (G 260) manifestiert. Die dort genannten Grenzwerte für Gase der 2. Gasfamilie sind:

- Gesamtschwefel-Gehalt maximal 30×10^{-6} kg/Nm³
- Schwefelwasserstoff-Gehalt maximal 5×10^{-6} kg/Nm³
- Mercaptanschwefel-Gehalt maximal 6×10^{-6} kg/Nm³

Diese Grenzwerte sind Maximalwerte und werden bei unserer Erdgaslieferung an Sie eingehalten und sogar deutlich unterschritten. Unser Vorlieferant, die terranets bw GmbH, gibt einen realen Wert des Gesamtschwefelgehaltes an, der kleiner als 1×10^{-6} kg/Nm³ ist.

Aufgrund dieser außerordentlich niederen Konzentrationen von natürlichen Schwefelverbindungen, die nach dem Entschwefelungsprozess im Erdgas noch enthalten sind, ist es nicht möglich, mit dem in der Gaswirtschaft üblichen Verfahren der Gaschromatographie die genannten Schwefelverbindungen in derartig kleiner Konzentration überhaupt festzustellen.

Erdgas erhält einen Warngeruch durch Odorierung

Da Erdgas im Naturzustand geruchlos ist, wird es mit einem intensiv riechenden Warnstoff versetzt (odoriert) und damit riechbar gemacht. Das wird durch die **badenova**NETZ GmbH verantwortlich nach den Vorgaben aus dem DVGW-Regelwerk vorgenommen. Traditionell wird dabei in der Gaswirtschaft – und so auch von **badenova**NETZ GmbH – schwefelhaltiges Odoriermittel eingesetzt. **badenova**NETZ GmbH verwendet dazu ausschließlich THT = Tetra-Hydro-Thiophen = $(CH_2)_4$ S. Die Dosiermindestmenge ist vorgegeben mit 10×10^{-6} kg THT/Nm³, sie wird eingehalten und überwacht.

Abbildung 15: Stellungnahme zur Gasqualität [Badenova]

Eine Taupunktnachrechnung beim TÜV SÜD auf Basis dieser Daten hat ergeben, dass bei dieser geringen Konzentration keine Berechnung möglich ist, da die Mengen zu gering sind.

Schwefeltrioxidberechnung aus dem Gesamtschwefel im Erdgas

nach Auskunft der badenova$_{NETZ}$ GmbH sind im DVGW-Regelwerk (G 260) die maximalen Schwefelgehalte festgelegt.

Gesamtschwefel	30 mg/Nm³
Schwefelwasserstoff-Gehalt	5 mg/Nm³
Mercaptanschwefel-Gehalt	6 mg/Nm³

In der Regel liegt der Schwefelgehalt deutlich niedriger. Der Vorlieferant terranets bw GmbH gibt reale Gesamtschwefelgehalte von kleiner 1 mg/Nm³ an.

Bei 30 mg/m³ i.N.tr. Schwefel im Erdgas kann maximal 2,6 ppm SO_2 und SO_3 entstehen, wobei der SO3-Anteil in der Regel bei deutlich kleiner als 10% liegt.
Real beträgt der SO_2 und SO_3-Anteil insgesamt im Abgas < 0,1 ppm.

Eine Berechnung des Säuretaupunktes bei so niedrigen Konzentrationen ist nicht mehr möglich, da es nach meinem Kenntnisstand keine Untersuchungen unter 0,1 ppm SO_3 gibt.

Die Firma Saacke, ein namhafter Brennerhersteller gibt folgenden Säuretaupunkt an und Mindesttemperatur vom Rauchgas:

	Säuretaupunkt	Rauchgastemp. min.
	ca. [°C]	ca. [°C]
Erdgas	55	100...130

Abbildung 16: Gutachten des TÜV SÜD, 2013 [DeVeTec]

Es wurde nur der Hinweis getätigt, dass eine Rauchgastemperatur von 55°C nicht unterschritten werden sollte, da dies der ungefähre Taupunkt von Wasser ist. Somit kann auf eine aufwendige Ethanolvorwärmung verzichtet werden.

Technische Beschreibung des Verdampfers

Gemäß der unteren Abbildung sind die Heizschlangen S-förmig ausgeführt und hintereinander angeordnet. Der Anfang und das Ende der einzelnen Rohrschlangen sind mit einem horizontal verlaufenden Rohr verbunden, dem sogenannten Sammler. Verdampfergehäuse und Heizschlangen sind aus handelsüblichem Material gefertigt, das für Temperaturen bis 500°C geeignet ist.

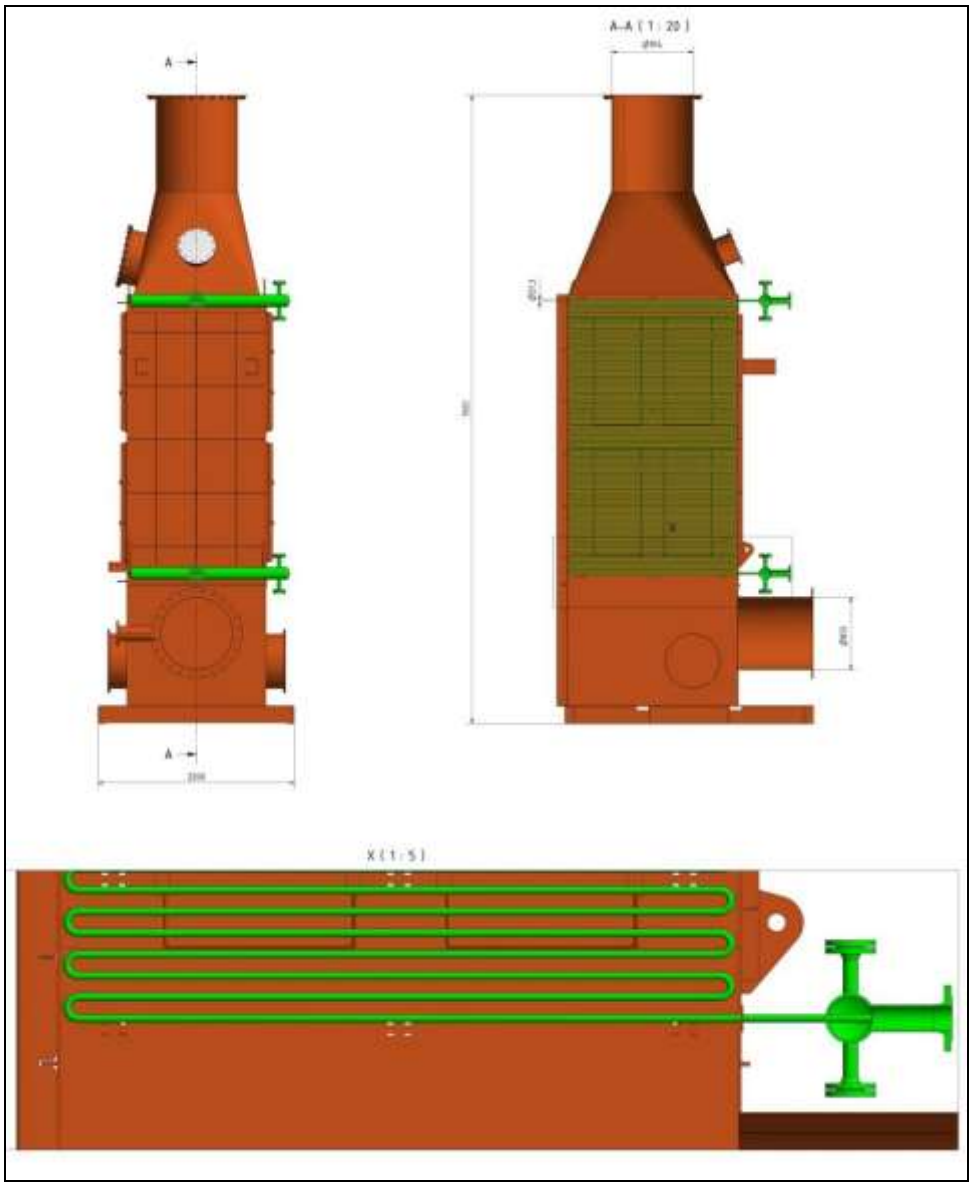


Abbildung 17: Rauchgaswärmetauscher von Aprovis [DeVeTec]

Beim Betrieb des ORC-Wärmetauschers werden die Heißgase durch Abgasklappen vom ursprünglichen Abgasweg auf den Abgasweg des ORC-Wärmetauschers umgeleitet.

Abgasklappen vor und nach dem ORC-Verdampfer sorgen dafür, dass der Wärmetauscher vom Abgasweg getrennt werden kann, damit bei ausgeschalteter ORC-Anlage die Abgase den ursprünglichen Abgasweg verlassen können, sodass der eigentliche Produktionsprozess nicht gestört wird. Da geschlossene Abgasklappen in der Regel immer eine gewisse Leckage haben, strömt im Falle des abgeschotteten Wärmetauschers eine gewisse Menge Rauchgas in das Gehäuse des Wärmetauschers. Da dieser bei Stillstand der ORC-Anlage ausgekühlt ist,

kondensiert der im Rauchgas gebundene Wasserdampf aus und schlägt sich an den Wandungen nieder. Es bildet sich an den mit Wasser benetzten Oberflächen eine Rostschicht, die über die Zeit gesehen immer tiefer wird. Um diesen Prozess des Verrottens im Stillstand zu vermeiden, wurde der Wärmetauscher mit einem zusätzlichen Belüftungsstutzen versehen. Im Falle eines Anlagenstillstands wird Frischluft in den Wärmetauscher geblasen. Die Frischluft verhindert zum einen, dass das Rauchgas über die Leckagestellen der beiden Abgasklappen in den Wärmetauscher eindringt und zum anderen sorgt sie für eine ausreichende Belüftung und Trocknung im Inneren des Wärmetauschers.

Der Wärmetauscher wird im Kreuzstrom betrieben, d. h., von unten strömt das kalte Ethanol durch die Heizschlangen nach oben und wird am Ende der Heizschlangen erhitzt. Während das Ethanol von unten nach oben strömt, bewegt sich das Heißgas von oben durch das Gehäuse nach unten.

Aufgrund der Bauhöhe von acht Metern wurden Stützgeometrien in Form von IPB-Trägern auf der Bodenplatte des Wärmetauschers angeschweißt. Dadurch kann auf zusätzliche Fundamente auf der Baustelle verzichtet werden, da die Stützelemente die Fundamente des Wärmetauschers mitnutzen.

6.1.1.3 Vorgehensweise zur Auslegung von Wärmetauschern bei diskontinuierlichen Wärmeströmen

Grundanforderung und Ziele

Die Herausforderung bei diskontinuierlichen Wärmeströmen besteht darin, einen minimalen und maximalen Betriebspunkt zu definieren, bei dem der Wärmetauscher und die angegliederte ORC-Anlage noch wirtschaftlich arbeiten. Bei ausreichend zur Verfügung stehender Abgasenergie bedarf es nur kleinen Wärmeaustauschflächen, wodurch der Wärmetauscher kompakt und somit preiswert hergestellt werden kann. Steht dem Wärmetauscher nur eine geringe nutzbare Abgasenergie zur Verfügung, müssen die Austauschflächen entsprechend groß sein, was sich auch in den Herstellungskosten widerspiegelt.

Dieser Zielkonflikt muss bei der Auswahl der minimalen und maximalen Betriebspunkte berücksichtigt werden.

Je nachdem, wie weit die minimalen und maximalen Betriebszustände voneinander abweichen, bedarf es einer Anpassung des Abgasvolumenstroms oder des Ethanolvolumenstroms in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebszustandes. Da der Wärmetauscher auf den minimalen Betriebspunkt ausgelegt wird, sind die Austauschflächen im Fall des maximalen Betriebspunktes zu groß. Eine Möglichkeit wäre, den Ethanolvolumenstrom zu erhöhen oder den Abgasvolumenstrom zu drosseln. Da der Volumenstrom des „Kühlmediums“ Ethanol nur in sehr kleinen Grenzen dem jeweiligen Betriebszustand angepasst werden kann, ist in den meisten Fällen eine Anpassung des Abgasvolumenstroms notwendig. Die Anforderung zur Anpassung des Abgasvolumenstroms muss bereits bei der Planung der Gesamtanlage berücksichtigt werden.

Auswahl des minimalen und maximalen Betriebspunktes

Grundvoraussetzung für die Definition der Betriebspunkte ist die Kenntnis über den Betriebsverlauf der Wärmequelle über einen längeren Zeitraum. Abgasvolumenstrom, Temperaturwert und Druckverlauf für das Abgas, das zum ORC-Wärmetauscher ausgekoppelt werden könnte, sind wichtige Kenngrößen, die für die Auslegung des Wärmetauschers entscheidend sind. Nicht zu vergessen ist die Angabe der minimalen Abgastemperatur, d. h. wie weit darf das Abgas abgekühlt werden, ohne das nachgeschaltete Anlagenteile Schaden nehmen. Je größer das nutzbare Temperaturgefälle ist, desto kleiner werden die Verdampferaustauschflächen, desto geringer die Herstellungskosten. Die Festlegung der Mindesttemperatur sollte dem Anlagenbetreiber auferlegt werden, da er die Prozesse in seinem Hause am besten kennt.

Zur Visualisierung der Messergebnisse sind die „Temperaturen nach Rekuperator“ und die „Rauchgasmenge gesamt“ über die Zeit aufgeführt. Zwecks Überprüfung der Korrelation zwischen Temperatur und Rauchgasmenge wurden diese ins Verhältnis gesetzt und in Form eines Graphen visualisiert.

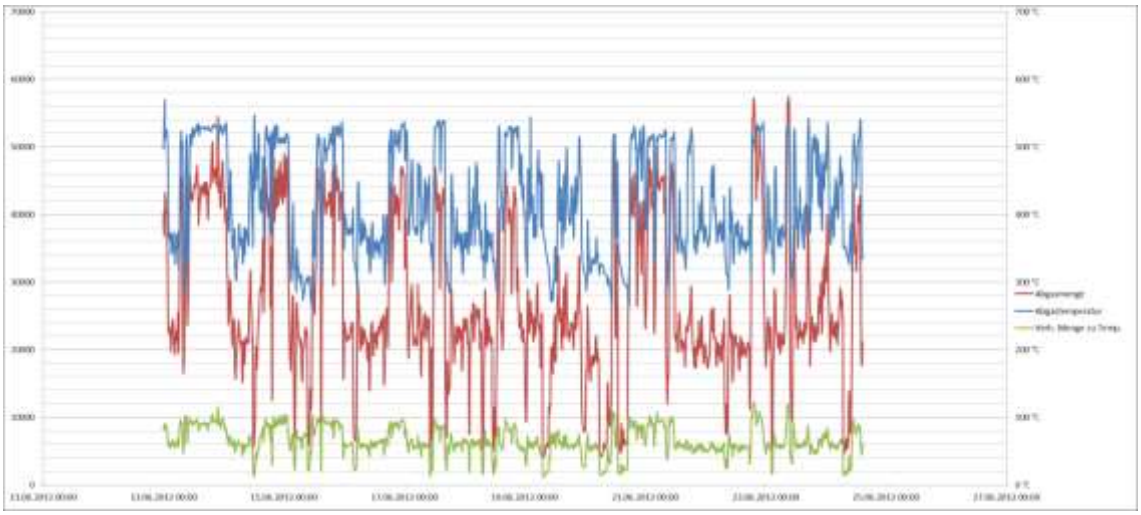


Abbildung 18: Diagramm auf Basis des Messschriebs [DeVeTec]

Der Verlauf lässt erkennen, dass die nutzbare Wärmemenge diskontinuierlich zur Verfügung steht, da die Rauchgastemperaturen und die Abgasmenge stark variieren. Es gibt Plateaus, wo Temperatur und Abgasmenge über einen längeren Zeitpunkt auf hohem Niveau liegen. Dann trifft ein Ereignis ein, wodurch Temperatur und Abgasmenge stark abfallen und auf einem tieferen Niveau verharren. Dann trifft wieder ein Ereignis ein, wodurch Temperatur und Abgasmenge stark steigen und wieder auf ein hohes Niveau hinauslaufen. Dieser Verlauf ist typisch für das An- und Abfahren eines Kupolofens, wobei das Abfahren niemals zum Auskühlen des Ofens führt. Um Spannungsschäden zu vermeiden, wird der Ofen immer auf einer gewissen Temperatur gehalten.

Zur Abschätzung der minimalen und maximalen Betriebszustände ist es ratsam jeden Tag dieser Messreihe zu untersuchen, um Regelmäßigkeiten erkennen zu können. Diese Analyse sollte in Zusammenarbeit mit dem Betreiber der Wärmequelle durchgeführt werden, da dieser Ausschläge im Verlauf des Graphs erklären kann, z. B. Ausfall der Wärmequelle durch Wartungsarbeiten oder Produktionsunterbrechungen.

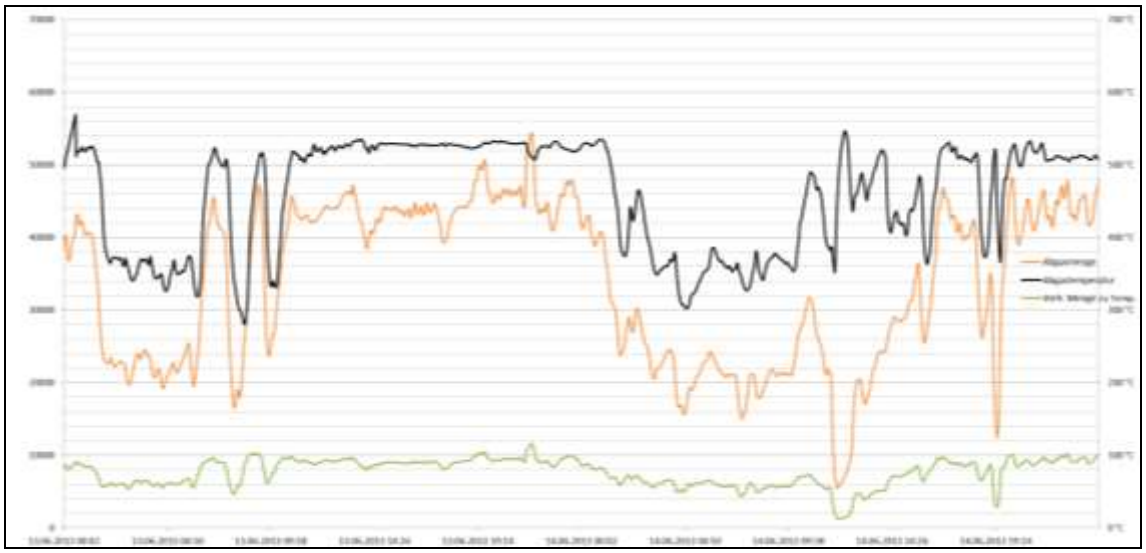


Abbildung 19: Diagramm vom 13.06.13 – 14.06.2013 [DeVeTec]

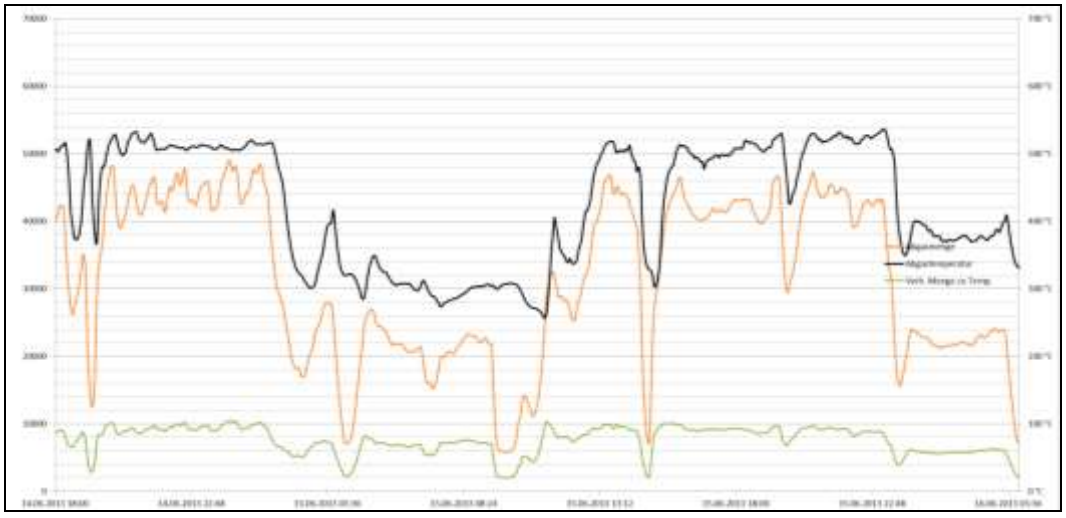


Abbildung 20: Diagramm vom 13.06.13 – 14.06.2013 [DeVeTec]

Die obigen Abbildungen zeigen den Temperaturverlauf und die Abgasmenge jeweils über einen Tag. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturen im maximalen Fall zwischen 500 und 550°C variieren. Im minimalen Fall schwanken die Temperaturen zwischen 300 und 400°C.
Die Abgasmengen im oberen Betriebspunkt bewegen sich zwischen 40.000 und 50.000 kg/h, während im unteren Betriebspunkt die Werte zwischen 16.000 und 26.000 kg/h schwanken.

Für eine erste Abschätzung wird über die Enthalpierechnung die nutzbare thermische Leistung bestimmt. Vom Anlagenbetreiber ist eine minimale Abgastemperatur von 150°C vorgegeben. Zur Erreichung der mit dem Betreiber vereinbarten Leistung ist eine thermisch nutzbare Abgasenergie von 1400 kW erforderlich. Die Enthalpierechnung für den maximalen Auslegungsfall mit 500°C und 40.000 kg/h ergibt eine thermische nutzbare Leistung von 4000 kW.

Tabgas ein	500	°C	h3, Abgas	519,80	kJ/kg
mPkt,Abgas	40000	kg/h	PAbgas	5771,92526	kW
Tabgas aus	150	°C	h3, Abgas	151,40	kJ/kg
			Δ h	368,39	kJ/kg
			Δ P	4093,28	kW

Abbildung 21: Leistungsabschätzung bei Volllast [DeVeTec]

Beim minimalen Auslegungsfall ergibt sich bei einer ersten Überschlagsrechnung eine thermisch nutzbare Leistung von 1150 kW, bei 350°C und 20000 kg/h.

Tabgas ein	350	°C	h3, Abgas	358,56	kJ/kg
mPkt,Abgas	20000	kg/h	PAbgas	1989,47102	kW
Tabgas aus	150	°C	h3, Abgas	151,40	kJ/kg
			Δ h	207,15	kJ/kg
			Δ P	1150,84	kW

Abbildung 22: Leistungsabschätzung bei minimaler Last [DeVeTec]

Diese thermische Leistung liegt aber unter den geforderten Leistungsangaben. Daher wählt man im nächsten Schritt einen ähnlichen Auslegungsfall, der die geforderten Leistungsangaben übertrifft.

Nach nochmaliger Analyse der Messschriebe hat man sich am Beispiel des Kupolofens auf folgenden minimalen Betriebspunkt geeinigt.

Tabgas ein	370	°C	h3, Abgas	379,74	kJ/kg
mPkt,Abgas	24000	kg/h	PAbgas	2528,9698	kW
Tabgas aus	150	°C	h3, Abgas	151,40	kJ/kg
			Δ h	228,34	kJ/kg
			Δ P	1522,25	kW

Abbildung 23: Anpassung der minimalen Lastanforderungen [DeVeTec]

Dieser minimale Betriebspunkt ist die Grundlage für die erste Wärmetauscheranfrage zur Eruierung der Herstellungskosten. Liegen die Wärmetauscherherstellerkosten nicht im definierten Kostenrahmen, müssen die Betriebspunkte nach oben korrigiert werden. Der Kostenrahmen wurde in der Wirtschaftlichkeitsrechnung für das jeweilige Projekt definiert.

6.1.2 Kondensator

6.1.2.1 Geschweißte Plattenwärmetauscher als alternative zu Rohrbündelwärmetauschern

Bei der ersten Versuchsanlage im Kraftwerk Fenne in Völklingen wurde ein Rohrbündelwärmetauscher mit integriertem Reservoir als Kondensator eingesetzt. Dieses Flüssigkeitsreservoir ist für den sicheren Betrieb der ORC-Anlage unerlässlich. Es dient unter anderem als Flüssigkeitsvorlage für das Pumpenmodul oder ermöglicht das Anfahren des Ethanoldampfkreisprozesses in der Aufwärmphase. Allerdings ist diese Bauform relativ platzraubend. Für 1000 kW Tauschleistung bei einer Kühlwassertemperaturanhebung von 55 auf 65°C hat der Kondensator eine Baulänge von ca. 5000mm bei einer Höhe von 1300mm. Aufgrund der beengten Platzverhältnisse beim Kunden vor Ort ist man bestrebt, die ORC-Anlage auf kleinstem Raum anzubieten.

Als Alternative zu den Rohrbündelwärmetauschern können Plattenwärmetauscher zur Kondensation des Ethanols herangezogen werden. Aufgrund der zylindrischen Bauform von Plattenwärmetauschern muss das Flüssigkeitsreservoir in einen externen Behälter verlagert werden. Der unteren Abbildung sind die Abmaße eines Plattenkondensators zu entnehmen, der eine Tauschleistung von 1500 kW bei einer Kühlwassertemperaturanhebung von 55 auf 65°C hat. Die Baulänge beträgt 800mm bei einer Bauhöhe von 1200mm, entscheidend ist aber die Baulänge im Vergleich zum Rohrbündelwärmetauscher. Entscheidend für die Auswahl des Plattenwärmetauschers ist die Anforderung, dass dieser einer Ethanoldampftemperatur von 300°C standhalten muss. Der Ethanoldampf durchströmt das Gehäuse von oben nach unten, während sich das kalte Kühlwasser innerhalb der Platten von unten nach oben bewegt. Zur besseren Dampfverteilung sind innerhalb des Gehäuses Leitbleche montiert, die den Dampf auch auf die äußeren Platten lenken.

Bisher wurden Plattenwärmetauscher der Fa. Alfa Laval und Vahterus eingesetzt, die sich in der Praxis bereits bewährt haben. Da das Ethanol, unabhängig von der Höhe der Rauchgastemperatur, maximal 300°C heiß wird, bleibt der Kondensator in seiner Materialauswahl immer gleich.

Kondensator			A
Gehäuse für Ethanol			
	Maximal zulässige Temperaturen		300°C
	Maximal zulässige Drücke		5 bar(ü)
Platten für Wasser			
	Maximal zulässige Temperaturen		300°C
	Maximal zulässige Drücke		10 bar(ü)

Abbildung 24: Material Kondensator [DeVeTec]

Wie bereits erwähnt wird noch ein externer Behälter als Flüssigkeitsvorlage benötigt. Dieser Behälter muss unterhalb des Kondensators montiert werden, damit der Kondensator nicht mit Ethanol geflutet werden kann.

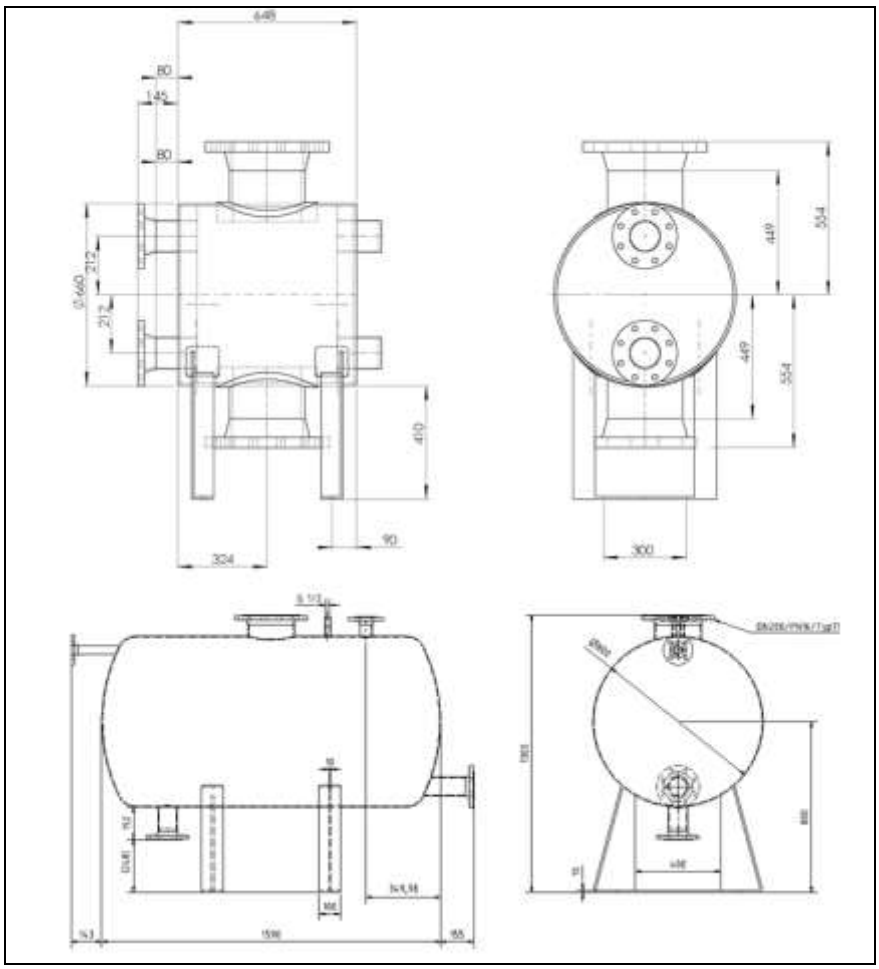


Abbildung 25: Plattenwärmetauscher und Ausgleichsbehälter [DeVeTec & Vahterus]

Diese beiden Druckgeräte sind aufgrund Ihrer Kompaktheit leichter unterzubringen als der längliche Rohrbündelwärmetauscher.

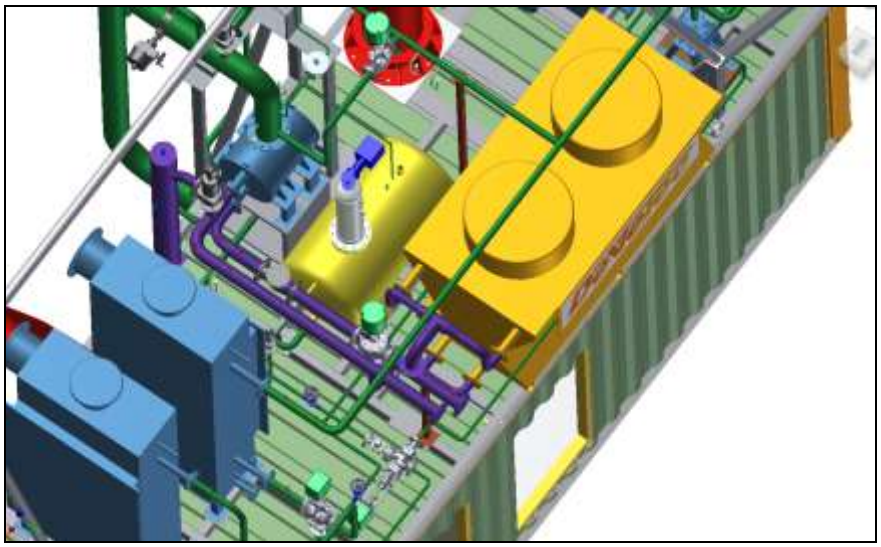


Abbildung 26: Containerdachansicht von oben [DeVeTec]

6.1.2.1 Luftkondensator für Anwendungen ohne Wasserversorgung bzw. ohne Wärmenutzung

Sollte für die Abwärme aus dem ORC-Prozess keine Verwendung gefunden werden, empfiehlt sich der Einsatz eines Luftkondensators. Auf der unteren Abbildung ist dieser mit einer Wärmetauschleistung von 800 kW gezeigt, dessen drei Ventilatoren die Luft von unten ansaugen und nach oben ausstoßen. Innerhalb des Kondensators strömt der Ethanoldampf seitlich von oben in das Gehäuse und tritt flüssig am unteren seitlichen Stutzen wieder aus. Wegen der Abkühlung des Ethanols wird der Kondensator im Kreuzstrom betrieben. Das setzt voraus, dass der Luftstrom von unten nach oben verläuft, da das kondensierte Ethanol in Richtung der Schwerkraft nach unten abtropft und sich am tiefsten Punkt sammelt. Durch die Anordnung der Ventilatoren auf der Seite der erwärmten Luft ist die Temperaturerhöhung begrenzt, da sonst die Elektromotoren wegen der erhöhten Temperaturbelastung ausfallen könnten. Aus Gründen der Sicherheit hat man darauf verzichtet die Ventilatoren auf der kalten Saugseite zu installieren, da bei einem Defekt des Kühlkörpers flüssiges Ethanol auf die Antriebsmotoren der Ventilatoren tropfen und unter Umständen zum Brand führen könnte. Aufgrund der schlechten Wärmeübertragung eines gasförmigen Mediums (Luft) auf ein flüssiges Medium (Ethanol) und der Tatsache, dass die Lufttemperatur nur um 10-20 Kelvin erhöht werden kann, hat zur Folge, dass der Luftkondensator in seinen Abmaßen relativ groß ist. Der in Worms eingesetzte Kondensator ist 6 Meter lang, 2 Meter breit und 3 Meter hoch. Der hohe Luftmassendurchsatz erfordert eine entsprechende Lüfterleistung von bis zu 30 kW, was in der Wirtschaftlichkeitsberechnung berücksichtigt werden muss.

Abbildung 27: Luftkondensator der ORC-Anlage Worms [DeVeTec & Hering]

6.1.3 Abgaskühlung zur Senkung der max. zulässigen Heißgastemperaturen zwecks Senkung der Verdampfermaterialkosten und der Lieferzeit durch Verwendung handelsüblicher Materialien

Die Auswahl der Materialien für den Verdampfer hängt in erster Linie von den zulässigen Drücken und Temperaturen ab. Bei der ORC-Anwendung liegt der maximal zulässige Druck bisher bei 40 bar(g) und wird aus heutiger Sicht bei der Anwendung mit Ethanol als Trägermedium beibehalten werden. In Bezug auf die bisherigen ORC-Anlagen variieren die Rauchgastemperaturen je nach Industrieanwendung zwischen 250 und 600°C. In Abhängigkeit der maximal zulässigen Temperaturen kann der Verdampfer in verschiedene Materialgruppen einsortiert werden.

Speziell die Verfügbarkeit spielt eine besondere Rolle, da die Auslegung des Abgaswärmetauschers den Großteil der Planungsleistung ausmacht. Bevor dieser ausgelegt werden kann, müssen folgende Informationen zur Verfügung gestellt werden:

- Abgasvolumenstrom in Abhängigkeit der Temperatur im Zeitraum über mehrere Tage
  Sollten diese Informationen nicht vorliegen, müssen Messungen in Auftrag gegeben werden, was zu weiterem Zeitverzug führen kann.
- Minimale Abgastemperatur
  Es muss zusammen mit dem Betreiber der Industrieanlage geklärt werden, inwieweit das Abgas abgekühlt werden kann. Zudem muss unterschieden werden, ob eine Unterschreitung der unteren Abgastemperatur im Anfahrprozess der ORC-Anlage für wenige Stunden unterschritten werden darf. Wenn eine kurzzeitige Unterschreitung nicht auftreten darf, muss der Abgasvolumenstrom, der den ORC-Verdampfer passiert, geregelt werden. Aufgrund der Komplexität mancher Industrieanlagen bedeutet die Klärung dieser Fragen einigen Zeitaufwand.
- Rauchgaszusammensetzung
  In Abhängigkeit der Wärmequelle und des nachgeschalteten Produktionsprozesses können die Rauchgase Verunreinigungen enthalten, die für die Auslegung des Wärmetauschers relevant sind. Das Abgas sollte auf folgende Bestandteile überprüft werden:
  - SO_2
  - HCL
  - HF
  - Staub

  In der Regel liegt ein Emissionsgutachten vor, das Auskünfte über die Zusammensetzung des Rauchgases bereitstellt.
- Zulässiger Druckverlust
  Da wir die vorhandenen Abgasströme über Klappen auf die ORC-Wärmetauscher lenken, kommen weitere Leitungswiderstände hinzu, die den vorgelagerten Prozess stören könnten. In Abhängigkeit des erlaubten Staudrucks wird der zulässige Druckverlust im Wärmetauscher definiert.

- Je nach Aufstellungssituation können sich die Abmaße des Wärmetauschers ändern. Daher muss der Heißgasrohrleitungsverlauf bei beengten Platzverhältnissen skizziert sein, damit die Lage der Anschlussstutzen definiert werden kann. Je nach Anforderung kann es sein, dass in das Abgassystem ein Saugzuggebläse integriert werden muss. Auch diese Tatsache beeinflusst die Position der Stutzen.

Nach vollständiger Klärung der technischen Anforderungen kann die Wärmetauscheranfrage gestartet werden, dessen Vergabe nach kaufmännischer Klärung erfolgt. Erst jetzt kann mit der Auslegung aller nachfolgenden ORC-Komponenten begonnen werden. In den bisherigen Projekten sind in der Regel acht bis zwölf Wochen für die Vorplanung in Anspruch genommen worden. Zu dieser Zeitspanne addiert sich noch die Lieferzeit des Verdampfers von 12-16 Wochen. Diese Lieferzeit ist schon dahin gehend optimiert, dass bei den Materialien von einer sehr guten Verfügbarkeit auszugehen ist. Erst nach Lieferung und Aufstellung des Wärmetauschers kann die abgasseitige Anbindung erfolgen, die je nach Aufstellungssituation weitere vier bis sechs Wochen in Anspruch nehmen kann. Somit ist der Heißgaswärmetauscher der kritische Pfad in jedem Projekt. Problematisch wird es bei Rauchgastemperaturen über 550°C, da es dafür keine lagerhaltigen Materialien gibt. Alleine für die Materialbeschaffung sind zwölf Wochen einzukalkulieren, bei einem um 50% höheren Wärmetauschergesamtpreis. Dies bedeutet eine Gesamtlieferzeit von bis zu 24 Wochen bei einem Preis von über 200.000€.
Um dies zu umgehen, wurden bei Temperaturen über 550°C Lösungsmöglichkeiten entwickelt, die das Abgas auf dem gewünschten Wert abkühlen.

6.2 Standardisierte Containervariationen führen zu erheblichen Kosten- und Zeitersparnissen

Die ORC-Anlage besteht im Wesentlichen aus einer Speisepumpe, die das auf Betriebsdruck gebrachte Medium zu einem Verdampfer pumpt. Im Überhitzer wird der vom Verdampfer erzeugte Nassdampf solange überhitzt, bis trocken gesättigter Dampf vorliegt. In einer nachgeschalteten Dampfmaschine wird der erzeugte Dampf entspannt und die dabei freigesetzte Energie zum Antrieb eines Stromgenerators genutzt. Im Anschluss strömt der Dampf in einen Kondensator. Dort gibt der Dampf die Kondensationswärme an einen Kühlkreislauf ab. Das Arbeitsmittel kondensiert und geht vollständig in den flüssigen Aggregatzustand über. Die Arbeitsmittelpumpe bringt das Arbeitsmittel wieder auf Betriebsdruck und schließt den Kreislauf. Somit setzt sich die Anlage aus folgenden Funktionsbausteinen zusammen:

- Verdampfereinheit
- Kondensatoreinheit
- Sicherheitstechnik für Dampf
- Ethanolausgleichsbehälter
- Pumpenmodul
- Expansionsmaschine mit Getriebe und Generator
- Steuerungstechnik mit Einspeisemodul und Stickstofferzeugeranlage
- Regelarmaturen für Dampf
- Containereinheit

Zwecks Standardisierung wurde zwischen anlagenspezifischen Bauteilen und anlagenunabhängigen Komponenten unterschieden. Verdampfereinheit, Kondensatoreinheit, Sicherheitsventile für Dampf und der Ethanolausgleichsbehälter sind anlagenspezifisch und müssen für das jeweilige Projekt ausgelegt und angefragt werden. Die restlichen Einheiten wurden in einem 30-Fuß-Container untergebracht, der in drei Funktionsräume unterteilt ist: Schaltschrank-, Pumpen- und Expanderraum.

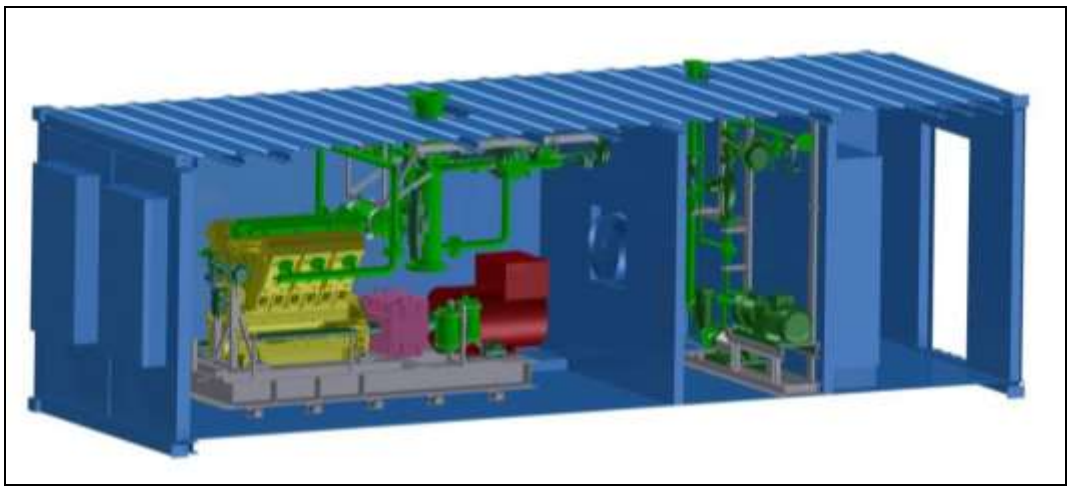


Abbildung 28: Containeraufteilung in drei Räume [DeVeTec]

Jeder Raum kann über separate Eingangstüren betreten werden, während der Expanderraum stirnseitig zusätzlich über zwei nach außen öffnende Flügeltüren betreten werden kann. Im Bodenbereich der Türen sind zusätzlich Schutzkanten angebracht, die

verhindern sollen, dass austretende Flüssigkeiten den Container verlassen. Somit kann der Container auch in Wasserschutzgebieten aufgestellt werden.
Die bereits angesprochenen Flügeltüren ermöglichen einen schnellen Austausch des Expanders, um im Falle eines größeren Schadens die Zeit für den Austausch im Hinblick auf die Verfügbarkeit der Gesamtanlage zu minimieren. Für die Unterbringung des Expanders wurden allerdings Änderungen in den Containerabmaßen notwendig, wodurch Breite und Höhe nicht mehr einem 30-Fuß-Normcontainer entsprechen. Die Abmaße wurden so gewählt, dass kein Sondertransport notwendig ist, allerdings wird eine Transportgenehmigung benötigt.
Im Schaltschrankbereich sind die Schaltschränke mit der Leistungselektronik samt Regelungstechnik und die Stickstofferzeugeranlage untergebracht.
Das Pumpenmodul umfasst im Wesentlichen eine Hochdruckpumpe und eine Niederdruckpumpe mit Vorfilter und Messtechnik.

Abbildung 29: Pumpenmodul [DeVeTec]

Das zweiteilige Pumpenmodul wird in der Werkshalle vormontiert und in den Pumpenraum gehoben. Vorher definierte Montageschweißnähte werden bei der Endmontage im Pumpenraum geschweißt. Die auf der Abbildung gezeigten offenen Flansche werden auf die am Container befestigten Passbleche fixiert, um definierte Schnittstellen abbilden zu können.
Im Expanderraum werden die pneumatischen Dampfregelventile mit den Rohrleitungen an einem zentralen Rahmen aufgehangen. Ziel soll es sein, dass alle Komponenten am zentralen Rahmen montiert und geschweißt werden. Nach Fertigstellung soll die Baugruppe in den Container gehoben und an den Befestigungspunkten verschweißt werden.

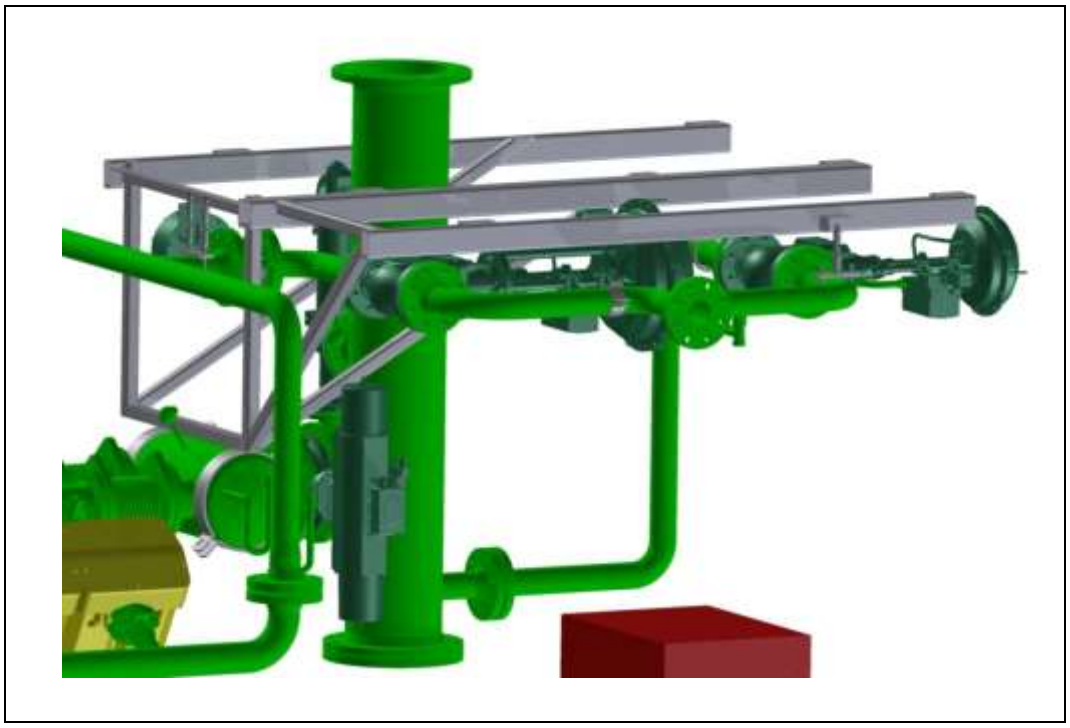


Abbildung 30: Rohrleitungssystem Expander [DeVeTec]

Nachdem das Pumpenmodul und die Dampfrohrleitungen für den Expander montiert sind, wird mit dem Innenausbau des Containers begonnen. Der Innenausbau umfasst unter anderem die Montage der Pneumatikleitungen für die einzelnen Regelventile und die Verkabelung des Containers. Nach Fertigstellung dieser Arbeiten kann das bereits montierte ORC-Grundmodul in den Container eingebracht werden. Das ORC-Grundmodul besteht aus folgenden Komponenten:

- Maschinenbett
- Expansionsmotor
- Getriebe
- Generator
- Leckgas- und Kondensatbehälter mit externer Pumpe
- Ölvorwärmung und Ölkühlung mit drehzahlgeregelter Pumpe
- Pneumatisches Vorwärmventil zur Expandervorheizung
- Temperatur- und Drucksensoren
- Kabelpritschen

Alle oben aufgeführten Komponenten werden auf dem Maschinenbett montiert und miteinander verrohrt bzw. verkabelt. Für die elektrischen Geräte des Maschinenbetts gibt es im Expanderraum einen gesonderten Klemmenkasten, der außen mit Industriesteckverbindern ausgestattet ist. Somit können die Kabelverbindungen zwischen den Geräten des ORC-Grundmoduls und des Klemmenkastens schnell getrennt bzw. verbunden werden. Durch die Verwendung von Industriesteckern kann die Verkabelung des ORC-Grundmoduls bereits vor Einbau in den Container abgeschlossen werden.

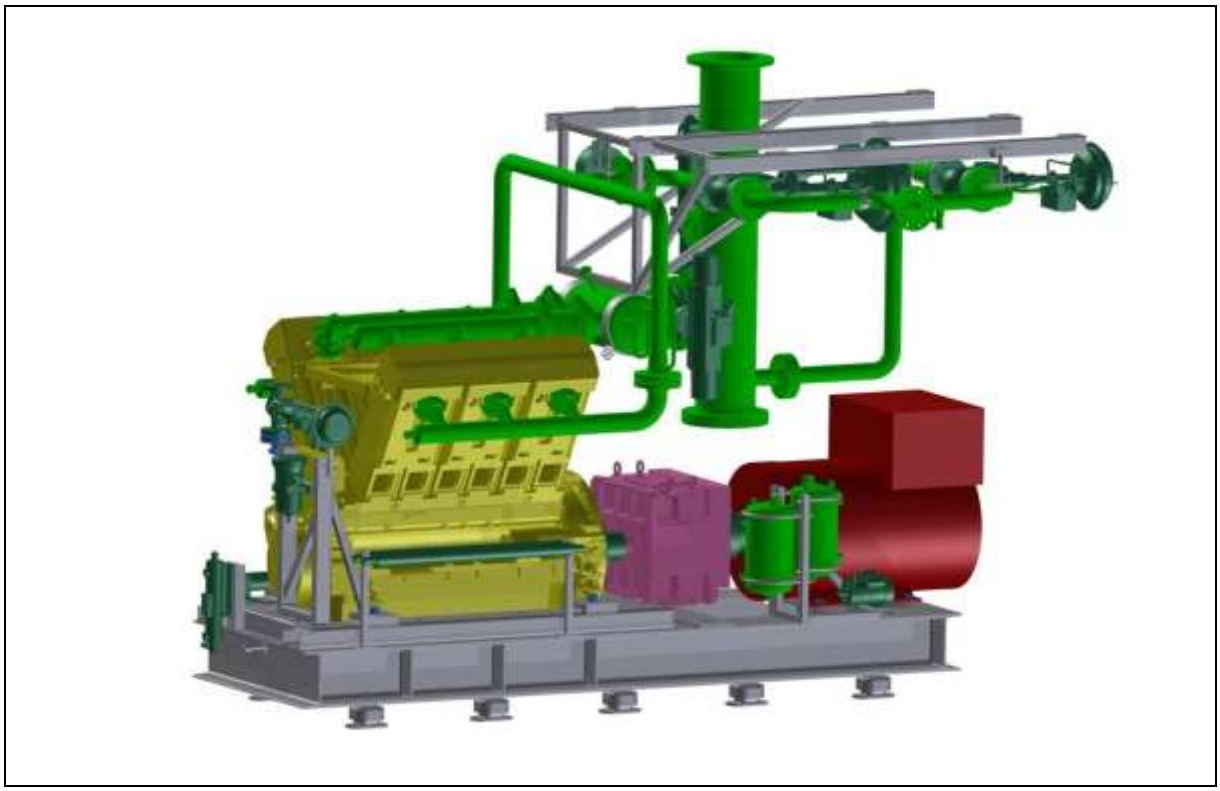


Abbildung 31: ORC-Grundmodul und Rohrleitungssystem [DeVeTec]

Durch die modulare Bauweise und die Integrität aller anlagenunabhängigen Komponenten in einem Container ergeben sich aus heutiger Sicht folgende Vorteile:

- Lieferzeitverkürzung für die Gesamtanlage
  Nach Auftragsvergabe der Gesamtanlage kann unabhängig vom Verdampfer- und Kondensatorkonzept mit der Produktion des Containermoduls begonnen werden.
- Zeit- und Kostenersparnis bei der Herstellung des Containermoduls
  Durch Optimierung der Prozesse bei der Bestellung der Komponenten, bei der Montage, bei der Dokumentation und bei den Abnahmen können Zeit und Kosten minimiert werden.
- Entwicklungsoptimierung
  Bereiche des Containermoduls können wegen definierter Schnittstellen parallel weiterentwickelt werden.
- Vereinfachte TÜV-Freigabe
  Durch den sich wiederholenden Funktionsaufbau werden die Prüfungen durch den Beauftragten des technischen Überwachungsvereins einfacher und transparenter.

6.2.1 Eigenes Stickstofferzeugungsmodul zur kontinuierlichen Inertisierung der Anlage bei gleichzeitiger Verwendung als Steuerdruck für die pneumatischen Dampfventile

Im Anlagenstillstand ist aus sicherheitstechnischen Gründen das Innere der Ethanolrohrleitung mit Stickstoff inertisiert. Beim Anfahren der Anlage erwärmt sich der Stickstoff und dehnt sich aus, was einen Druckanstieg im geschlossenen System zur Folge hat. Über einen Überströmer, der bei 100 mbar(g) aufmacht, entweicht der erwärmte Stickstoff in die Umgebung. Beim Abfahren des Dampfprozesses kühlt sich das Ethanol ab und verringert somit das Volumen, was zur Folge hätte, dass Unterdruck im System entstehen würde, wenn nicht über Stickstoff eine Versorgungseinheit das fehlende Volumen nachfördern würde. In Abhängigkeit der Häufigkeit der Anfahr- und Abfahrprozesse reicht eine stationäre Stickstoffversorgung in Form einer Druckflasche nicht aus. Daher wurde eine Stickstofferzeugeranlage installiert, die zum einen Stickstoff in zwei 100 Liter Druckbehältern bis max. 7bar(g) zwischenlagert, damit zum Zeitpunkt des An- und Abfahrens genügend Stickstoff vorhanden ist. Da man im Betrieb der ORC-Anlage keinen Stickstoff mehr für die Inertisierung benötigt, können die pneumatischen Dampfventile mit dem verbleibenden Stickstoff betrieben werden. Somit kann auf eine zusätzliche Druckluftversorgung verzichtet werden, wodurch Kosten und Ausfallwahrscheinlichkeit weiter optimiert werden.

6.2.2 Expansionsmotor auf Basis des MWM V12

Der zurzeit verwendete 12-Zylinder-V-Motorblock der Firma MWM kann, im Falle einer notwendigen Leistungsanpassung, welche nicht mithilfe eines Getriebes umgesetzt werden kann, auch als 8-Zylinder-V-Motorblock und als 16-Zylinder-V-Motorblock von der Firma MWM bezogen werden. Um in einem solchen Fall keine aufwendigen Neukonstruktionen durchführen zu müssen, wurde bei der Konstruktion des 12-Zylinder-V-Motors darauf geachtet, dass Bauteile auch für den Einsatz an kleineren oder größeren Motorblöcken der gleichen Baureihe einsetzbar sind.

Hierzu wurden alle vom Motorblock aufbauenden Gehäuseteile, inklusive des abschließenden Zylinderkopfes, paarweise ausgeführt. Dadurch ist es möglich im Bedarfsfall je Motorseite zwei Zylinder zu reduzieren beziehungsweise um zwei Zylinder zu erweitern.

Die Schlosskästen dienen, wie bei den Motoren auf Basis des Deutz V8-Motors auch, zur Aufnahme der Dichtpackungen der Kolbenstange. Die gasseitige Dichtpackung wird von oben auf den Schlosskasten montiert.

Der Anschluss der Leckgasleitungen erfolgt jetzt über interne Bohrungen in den Schlosskästen, an diese ein durchgehendes Sammelrohr mit speziell dafür konstruierten Holschrauben befestigt werden.

Das Gas kann jetzt in die Holschraube einströmen und über das Sammelrohr in einen zusätzlichen Behälter strömen, bevor es wieder in den Kreislauf befördert wird.

Abbildung 32: Gasseite des Schlosskastens [DeVeTec]

An der Außenseite der Schlosskästen befinden sich Öffnungen, durch welche die Reiter-Schellen montiert werden können und welche bei Bedarf zur Kontrolle der Dichtungen geöffnet werden.

Zusätzlich kann dieser Bereich für anfallende Ölrückstände, die an der Ölabstreifdichtung noch vorbeigelangen, zur Rückführung in die Ölwanne genutzt werden.

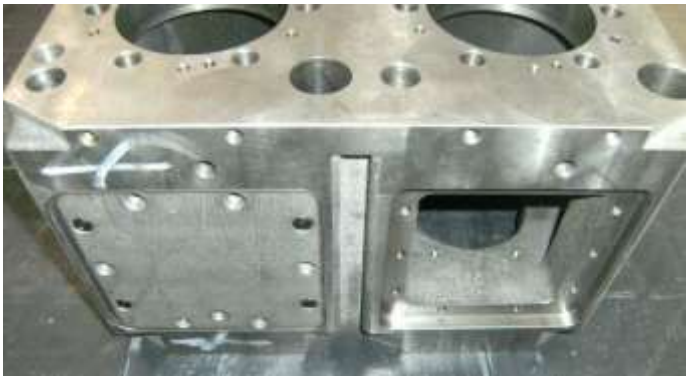


Abbildung 33: Montage und Kontrollöffnung des Schlosskastens [DeVeTec]

Die Zylinderbänke dienen zur Aufnahme der Zylinderlaufbuchsen des ORC-Expansionsraumes. Die Zylinderlaufbuchsen werden in eine Passung eingesetzt und zentrieren sich zusätzlich über den Bund der Zylinderlaufbuchse.

Eine Belastung des Raumes unter dem Kolben kann durch ein BlowBy über die Kolbenringe aus dem Arbeitsraum entstehen, da nicht davon auszugehen ist, dass die Kolbenringe den Arbeitsraum zu 100% abdichten.

Abbildung 34: Aufnahme der Laufbuchsen in der Zylinderbank [DeVeTec]

Diese eventuell auftretende Leckage über die Kolbenringe (BlowBy) in den Raum unter den Kolben muss abgeführt werden.

Abbildung 35: Öffnungen zum Druckausgleich unter den Kolben und zum Abtransport von Kondensat der Zylinderbank [DeVeTec]

Ein weiterer Vorteil dieser Bauweise besteht darin, dass bei Defekten an einem Zylinder nicht alle Zylinder der Motorseite demontiert werden müssen, um die defekten Bauteile zu erreichen. Dadurch wird das Risiko von Montagefehlern beim Zusammenbau minimiert.

Ebenfalls ist die Montage der Bauteile durch das reduzierte Gewicht im Gegensatz zum 8-Zylinder Motor auf Basis des Deutz Motorblocks erleichtert.

Die Fertigung der Gehäuseteile und der Zylinderköpfe erfolgt in zwei Schritten. Im ersten Schritt werden Gussrohlinge von einem externen Dienstleister angefertigt, welche im zweiten Schritt durch spanabhebende Fertigungsverfahren endbearbeitet werden.

6.2.2.1 Externe Ölvorwärmung

Die beiden Dampfexpansionsmotoren auf Basis des MWM 12-Zylinder-V-Motors wurden mit einer externen Vorwärmung des Motoröls ausgestattet. Diese soll in erster Linie das Motoröl, auch bei Stillstand des Motors, auf Betriebstemperatur bringen beziehungsweise es auf dieser Temperatur halten. Durch diese Vorgehensweise verkürzt sich die Warmlaufphase des Motors und durch die höhere Viskosität des Öls im warmen Zustand können die Schmierstellen der Kurbelwelle und der Nockenwelle beim Starten schneller von der Schmierölpumpe mit dem benötigten Öldruck versorgt werden.

Des Weiteren ist es möglich mithilfe dieses Wärmetauschers das Motoröl in der Ölwanne des Expansionsmotors auch im Stillstand soweit zu erhitzen, dass im Motoröl gelöstes, flüssiges Ethanol auskocht und über die Kurbelgehäuseentlüftung wieder dem Dampfkreislauf zur Verfügung gestellt werden kann.

Die Vorwärmung des Motorenöls geschieht im Wesentlichen durch zwei Komponenten. Zum einen ist ein Wärmetauscher mit einer Leistung von 3 kW installiert, welcher elektrisch beheizt wird. Zum anderen geschieht die Regelung der Öltemperatur am Austritt des Wärmetauschers über ein werksseitig in diesem verbauten Thermostat.

Abbildung 36: Wärmetauscher der Motorölvorwärmung [DeVeTec]

Um das Motoröl durch den Wärmtauscher zu transportieren, wird eine externe Schmierstoffpumpe benötigt, deren Eigenschaften und weitere Verwendung im folgenden erläutert werden.

6.2.2.2 Externe drehzahlgeregelte Ölpumpe

Anders als beim Expansionsmotor auf Basis des 8-Zylinder-V-Motors der Firma Deutz wurde bei den Motoren auf Basis des MWM-Motors eine externe Schmierölpumpe verbaut. Dies hat den Vorteil, dass die Pumpendrehzahl, und damit der Schmierölvolumenstrom, geregelt werden kann und nicht mehr abhängig von der Drehzahl des Expansionsmotors sind. So kann im Bedarfsfall die Pumpendrehzahl angepasst werden, um einem zu niedrigen oder zu hohem Öldruck entgegenzuwirken.

Bei der eingesetzten Ölpumpe handelt es sich um eine Schraubenspindelpumpe. Pumpenseitig ist weiterhin ein einstellbares Sicherheitsventil verbaut, um den maximalen Öldruck zu begrenzen.

Der Druck im Schmierölkreislauf wird über die Pumpendrehzahl und damit über die Steuersoftware der ORC-Anlage geregelt.

Mithilfe dieser Pumpe ist es ebenfalls möglich den Schmierölkreislauf bereits vor dem Start des Expansionsmotors zu betreiben und damit die zu schmierenden Stellen der Kurbelwelle und Nockenwellen mit Öldruck zu versorgen, was sich positiv auf die Haltbarkeit der Lagerstellen auswirkt.

Die verbaute Schmierölpumpe sorgt des Weiteren für den für den Transport des Motoröls durch den beschriebenen Wärmetauscher und ist somit auch Teil der Motorölvorwärmung.

Abbildung 37: Externe Motorölpumpe [DeVeTec]

6.2.2.3 Einlasskinematik Prüfstand/Weiterentwicklung Einlassventil

Es wurde ein Prüfstand entwickelt, der den genauen Hubverlauf des MWM 12-Zylinder-Grundmotors nachbildet.

Ziel sollte sein, die dynamischen Bewegungen der Einlassventilkomponenten, insbesondere Ventil und Ventilfeder, genauestens zu untersuchen.

Im Ventilbereich ist ein im Prinzip aufgeschnittener Zylinderkopf montiert, der es bei Drehzahlen von 1000 1/min mithilfe der Stroboskoplampe ermöglicht, genau Bewegungen und Eigenfrequenzen der Komponenten zu erkennen.

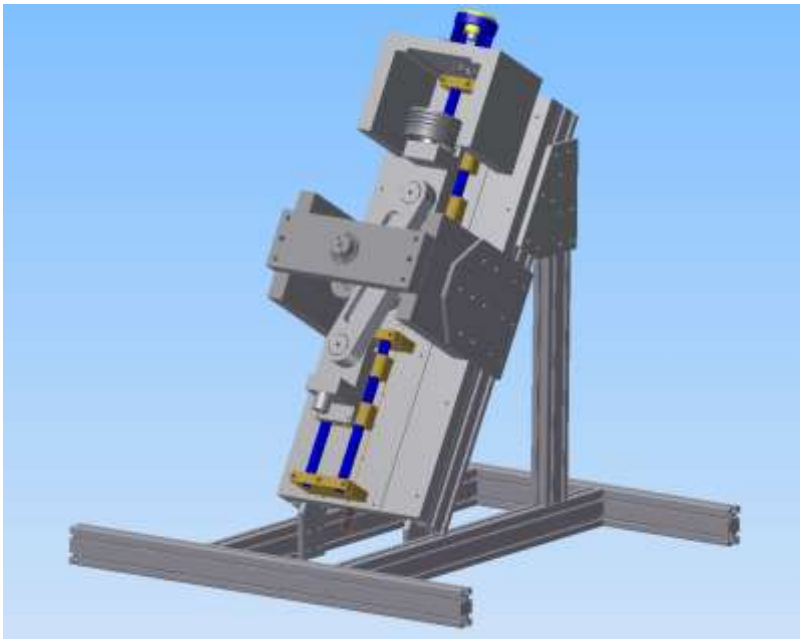


Abbildung 38: Aufbau des EV-Prüfstandes mit der Kurbelwelle, dem Kolben und der Einlass-Kinematik [DeVeTec]

Um dies zu realisieren und mit den auftretenden Fliehkräften der bewegten Bauteile zurechtzukommen, hat man eine Zweizylinder-Boxer-Kurbelwelle entworfen, die die originale Kreuzkopfbewegung nachbildet.

Auf den Kreuzkopf-Dummys sind Originalkolben montiert, die das Einlassventil betätigen.

Hier kann man auch die Betätigungsfläche des Kolbens testen, die im Expander einmal mit und einmal ohne Stegunterstützung zum Einsatz kommt.

Grund dafür ist der Einsatz der Zweiventiltechnik, bei der der Betätigungsradius des Einlassventils größer wird.

6.3 Drehschiebersteuerung

Parallel zu der Gaswechselsteuerung mit kolben- und nockenbetätigten Hubventilen wurde eine alternative Gaswechselsteuerung entwickelt.

6.3.1 Funktionsprinzip

Bei der Drehschiebersteuerung rotieren über jedem Zylinder ein Einlass- und ein Auslassschieber auf jeweils einer Welle in getrennten Kammern in einem Gussgehäuse. Diese Kammern sind mit dem jeweiligen Druckbereich kurzgeschlossen. Die Einlasskammer, in welcher die Einlassschieber rotieren, wird mit frischem Dampf versorgt. Die Auslasskammer leitet den ausgeschobenen Dampf an das Auslassrohrsystem weiter. Die Schieber verfügen in Umfangsrichtung über Öffnungen, welche den Strömungsquerschnitt zum Zylinder durch das Gehäuse im richtigen Moment freigeben. Zwischen Schiebern und Gehäuse ist eine Abdichtung realisiert, um einen dauerhaften Dampfstrom in beziehungsweise aus dem Zylinder zu vermeiden. Die Wellen, auf welchen die Schieber montiert sind, sind an mehreren Stellen im Gehäuse gelagert und werden über einen Riementrieb ohne Übersetzung angetrieben. Die Drehzahl der Wellen entspricht also der Motordrehzahl.
Zum Variieren des Totvolumens der Zylinder ist ein verstellbares Volumen, welches mit dem Zylinder kurzgeschlossen ist, am Gehäuse vorgesehen.

6.3.2 Gehäuse der Drehschiebersteuerung

Bei dieser Steuerung werden die Einzelzylinderköpfe des V8-Motors durch ein Gussgehäuse ersetzt. Dieses Gehäuse verfügt über zwei voneinander getrennte Kammern, eine Hochdruckkammer, durch welche der Ethanoldampf bei geöffnetem Einlassquerschnitt in die Zylinder geleitet wird und eine Niederdruckkammer, welche bei offenem Strömungsquerschnitt der Auslassschieber den Zylinder mit dem Auslassrohrsystem verbindet.

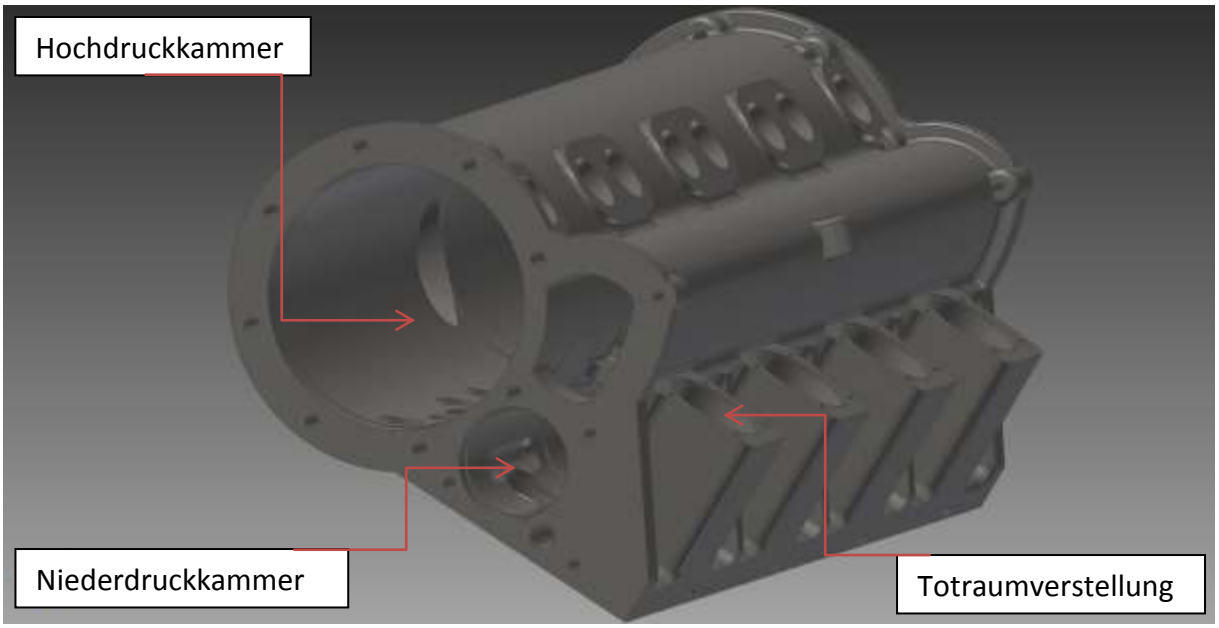


Abbildung 39: Gehäuse Drehschiebersteuerung [DeVeTec]

Das Gehäuse verfügt nur über einen Anschluss an das Einlassrohrsystem. Dadurch reduziert sich die Anzahl der Dichtstellen an der Schnittstelle Rohrsystem - Motor im Vergleich zu der Gaswechselsteuerung durch Einzelzylinderkopfe von 8 auf 2.

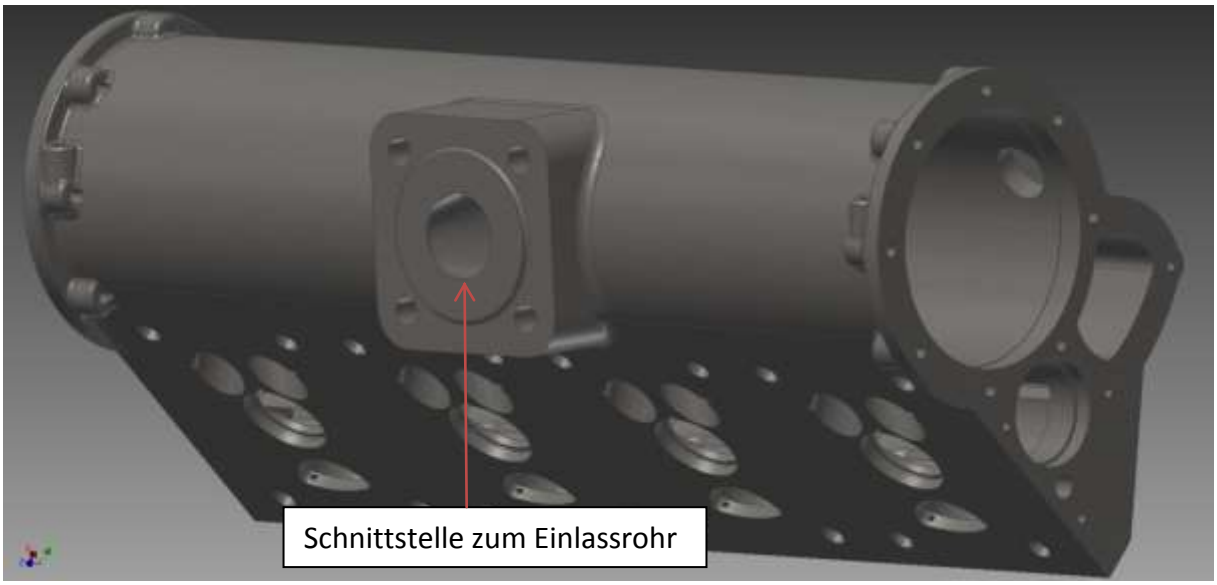


Abbildung 40: Drehschiebergehäuse mit Schnittstelle zum Einlassrohr [DeVeTec]

Diese Vorgehensweise zur Reduzierung der Dichtstellen setzt sich auch beim Anschluss der Auslassseite an das Auslassrohrsystem fort.

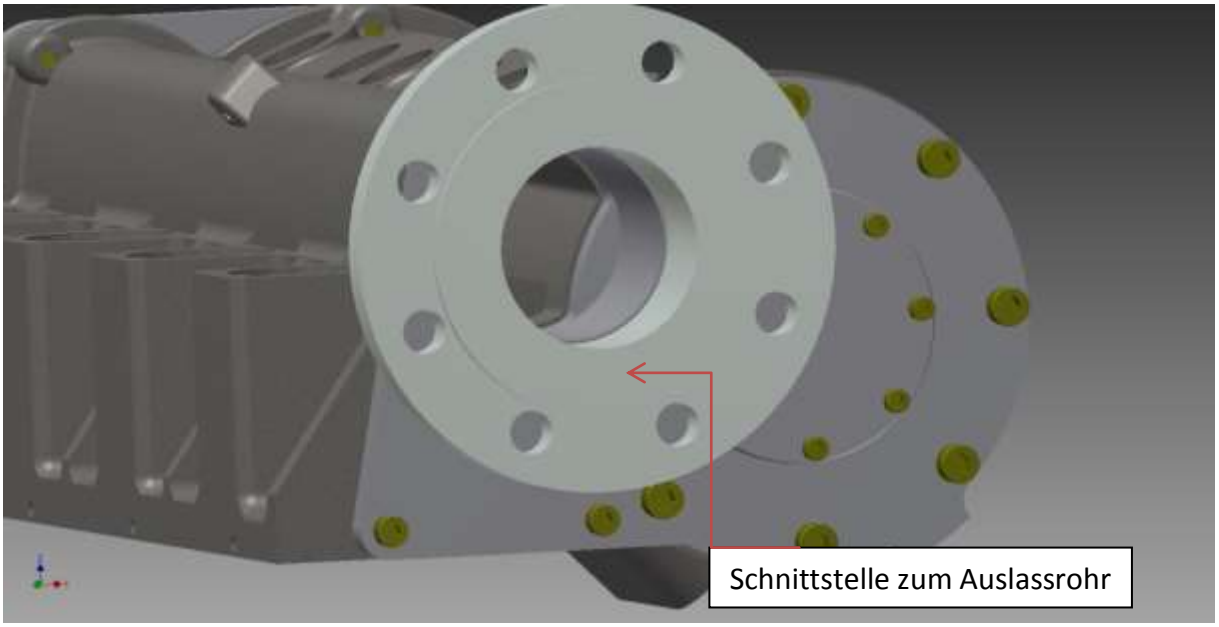


Abbildung 41: Schnittstelle Auslassrohr [DeVeTec]

An der Gehäuseunterseite befinden sich Bohrungen, durch welche die Zylinder bei offenem Querschnitt der entsprechenden Schieber mit den jeweiligen Kammern verbunden werden. Diese Bohrungen dienen ebenfalls zur Aufnahme der Dichtungen zwischen den Schiebern und den Gehäusekammern.

Das Gehäuse wird mit Schrauben auf der Zylinderbank montiert. Da die Schraubenbohrungen teilweise in der Hochdruckkammer des Gehäuses liegen, muss an

diesen Stellen ein Durchgang zum Antrieb der Schrauben sowie eine Abdichtung zwischen Schraubenkopf und Gehäuse vorgesehen werden.

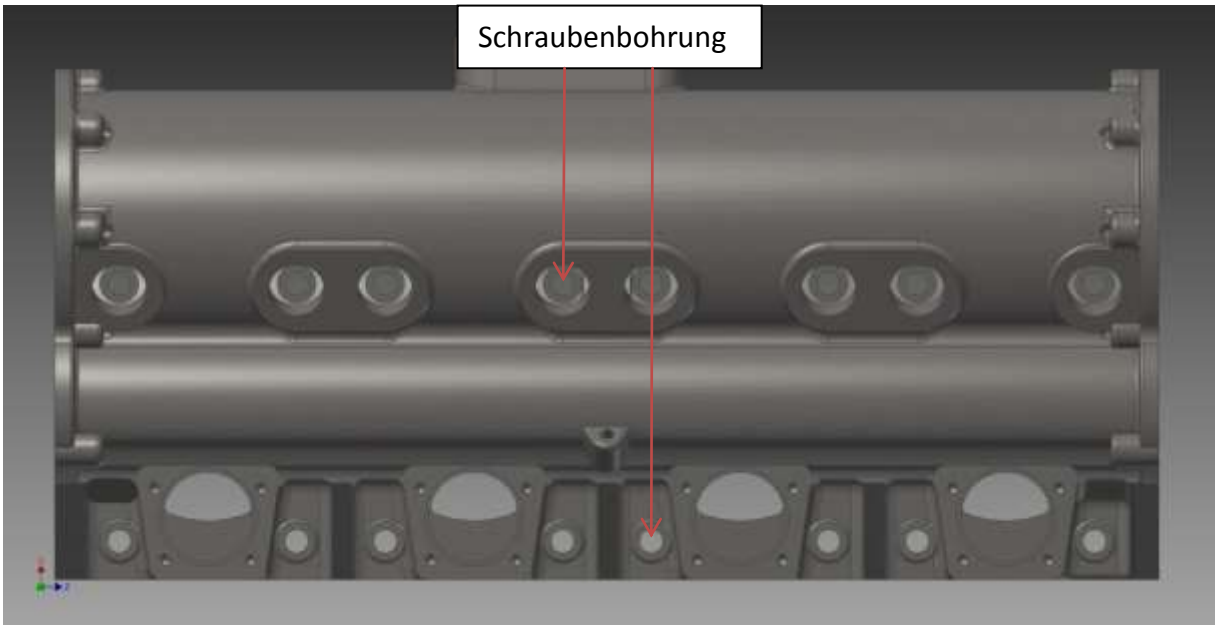


Abbildung 42: Schraubenbohrungen am Drehschiebergehäuse [DeVeTec]

Die Abdichtung der Schraubenköpfe in der Hochdruckkammer des Drehschiebergehäuses wird mittels Kupferdichtungen vorgenommen. Die Bohrungen zum Antrieb der Schrauben werden mithilfe eines O-Rings und eines Blindstopfens verschlossen.

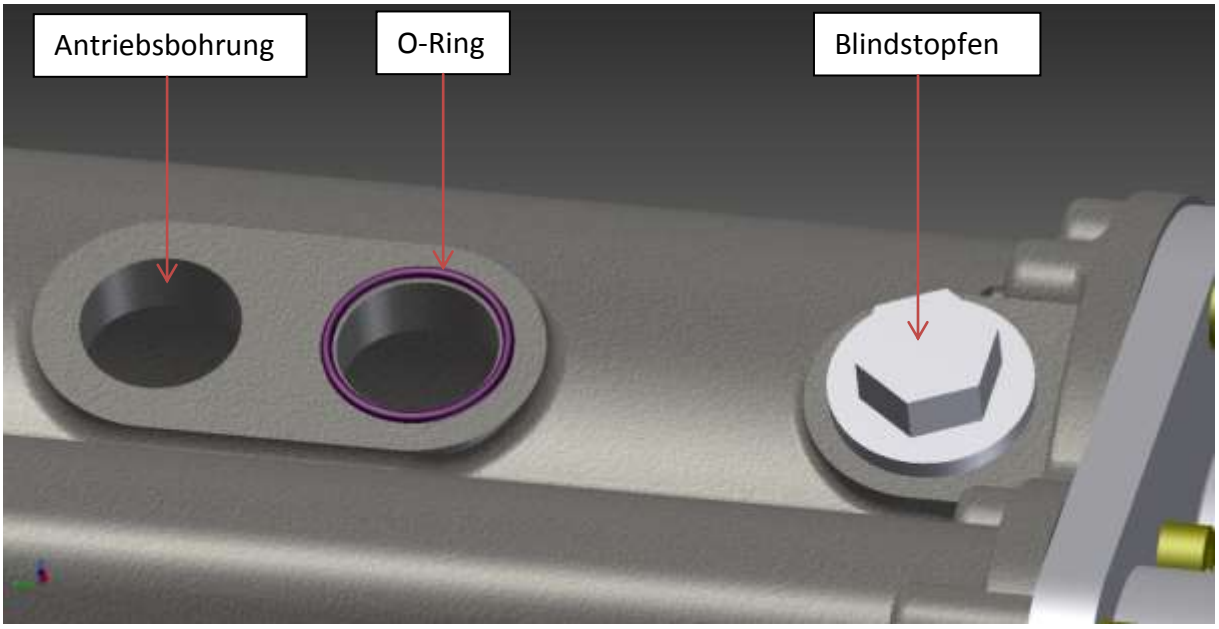


Abbildung 43: Abdichtung und Verschluss der Antriebsbohrung der Zylinderkopfschrauben [DeVeTec]

6.3.3 Totraumverstellung

Um das zu befüllende Volumen im Zylinder variieren zu können, wurde eine Totraumverstellung in die Drehschiebersteuerung eingebunden.

Hierzu wird im Gehäuse der Steuerung ein Kolben in einer zylindrischen Bohrung verbaut, welcher mithilfe einer Schraubenspindel in seiner Position verändert werden kann. Die

Abdichtung dieses Kolbens erfolgt mittels drei O-Ringen. Da der Kolben am unteren Ende so geformt ist, um auch den Kanal zwischen Totvolumenbereich und Zylinder komplett verschließen zu können, und damit das zusätzliche Totvolumen auf null reduzieren zu können, muss eine Verdrehsicherung in Form eines Zylinderstiftes angebracht werden.

Das Lager der Schraubenspindel wird auf dem Gehäuse verschraubt und auch hier nochmals mit einem O-Ring abgedichtet. Die Spindel an sich wird mit einer Abdeckung versehen und mit einem O-Ring abgedichtet.

Es wird für jeden Zylinder eine solche Totraumverstellung verbaut, wodurch das Volumen vergrößert werden kann.

6.3.4 Wellen der Drehschiebersteuerung

Die beiden Wellen der Drehschiebersteuerung dienen zur Aufnahme der Schieber. Über Bohrungen in den Wellen werden die Positionen der einzelnen Schieber über den Zylindern bestimmt. Dies gilt sowohl in axialer Wellenrichtung als auch für die Position der Öffnungen der Schieber in radialer Richtung.

Dabei ist zu beachten, dass die Wellen, vor allem die der Einlassseite, einer großen Wärmeausdehnung ausgesetzt ist. Dies ist beim Fertigen der Bohrungen zur Positionierung der Schieber mit einzuberechnen. Es muss die Wärmeausdehnung bei den vorliegenden Temperaturen berechnet und die Bohrungen dementsprechend aus Sicht des axialen Festlagers versetzt werden.

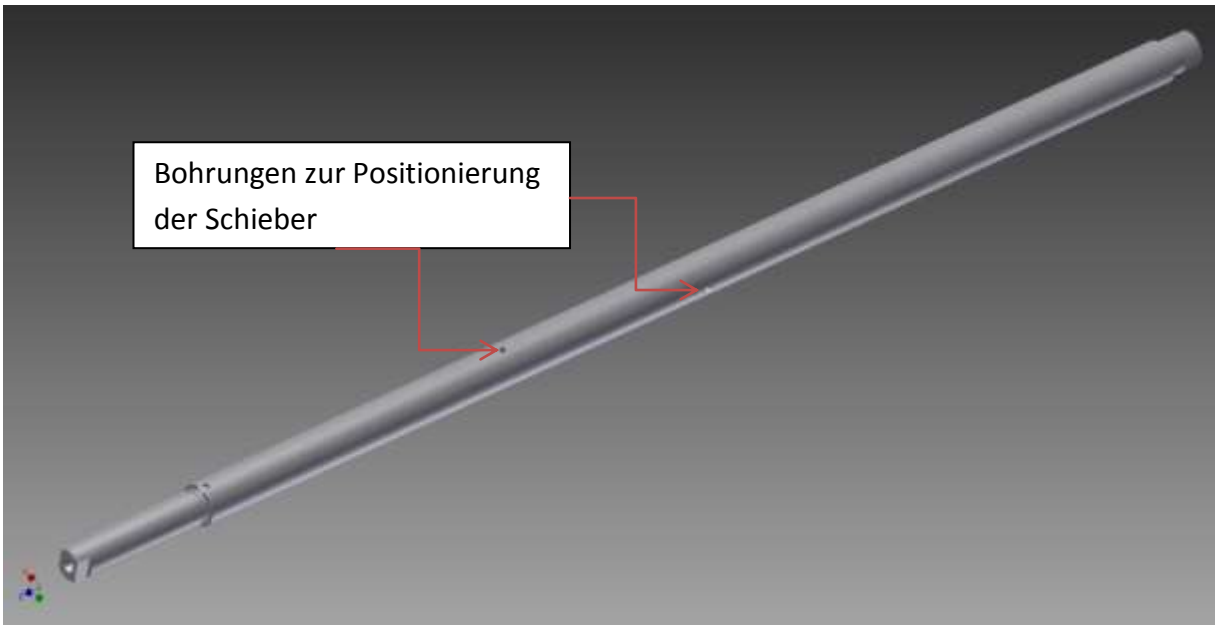


Abbildung 44: Erste Version einer Drehschieberwelle [DeVeTec]

6.3.4.1 Lagerung der Drehschieberwellen

Die Wellen der Drehschiebersteuerung müssen sowohl in axialer als auch in radialer Richtung im Gehäuse gelagert werden. Die radialen Lager müssen die Kräfte auf die Schieber, welche durch die Druckunterschiede zwischen Zylinder und Hochdruckkammer des Drehschiebers entstehen, abfangen. Ebenfalls muss an dieser Stelle die nicht unerhebliche Gewichtskraft der Welle mit berücksichtigt werden. Die axiale Lagerung hält die Welle, und damit auch die Schieber, in ihrer Position.

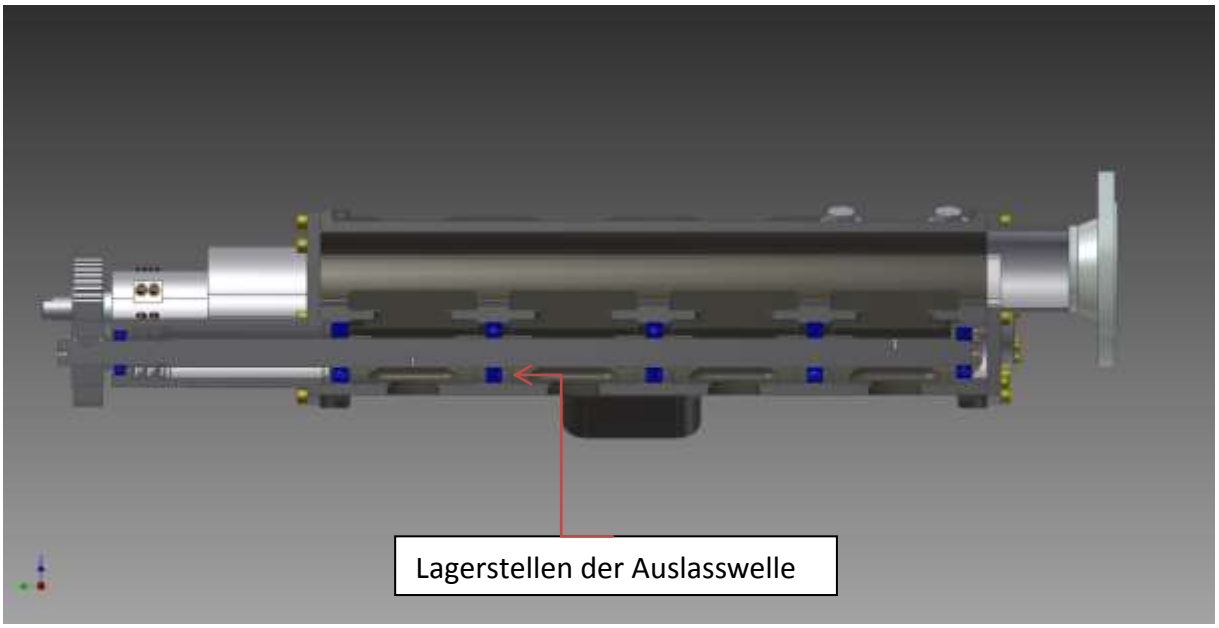


Abbildung 45: Lagerstellen am Beispiel der Auslasswelle [DeVeTec]

Die zu Beginn verbauten abgedichteten Standardlager konnten den Belastungen und Temperaturen, vor allem im Einlassbereich nicht standhalten und fielen nach kurzer Zeit aus. Bei der Demontage der Lager wurde deutlich, dass die werkseitig verbauten Dichtungen das Fett bei den herrschenden Temperaturen nicht im Lager halten kann und es dadurch zu einem Trockenlauf und aufgrund dessen zum Ausfall kam.

Aus diesem Grund wurden Hochtemperaturlager verbaut, welche sich sowohl in der Art des Schmierstoffes als auch in der Art der Abdichtung von den Standardlagern unterscheiden. Allerdings kam es auch hier nach kurzer Betriebsdauer zum Ausfall der Lager.

In einem weiteren Schritt wurden in der Steuerung Vollkeramikkugellager verbaut und in der Versuchsumgebung Fenne getestet. Auch diese Lager fielen nach kurzer Zeit aus. Beim Zerlegen der Steuerung wurde deutlich, dass die Lagerkäfige aus PEEK Kunststoff durch den Dampf, welcher durch das Gehäuse strömt, aus dem Lager gedrückt wurden und die Wälzkörper der Lager nicht mehr gleichmäßig in den Lagerschalen verteilt waren. Dadurch kam es zur Reibung unter den Wälzkörpern selbst und damit zu erhöhtem Verschleiß. Des Weiteren wurde der keramische Werkstoff vom Ethanoldampf selbst angegriffen.

Abbildung 46: Diverse Keramikkugellager [DeVeTec]

Die Lagerung der Wellen im Gehäuse wurde nun grundlegend überarbeitet und verschiedene Lager getestet. Um dem hohen Demontageaufwand und den damit verbundenen Stillstandszeiten aus dem Weg zu gehen, wurde in der Versuchsumgebung im Kraftwerk Fenne nochmals die Hubventilsteuerung aufgebaut und für die Tests der Lager eine Apparatur konstruiert und gefertigt, mit welcher die Lagerung unter realen Bedingungen auf einem kleinen ORC-Teststand geprüft werden konnte.

Als Lager kamen auf diesem Prüfstand Standardkugellager und Standardnadellager zum Einsatz. Diese wurden in der nicht abgedichteten Variante vom Hersteller bezogen. Die Abdichtung der Lagerstellen wurde mit eigens dafür entwickelten und gefertigten Dichtungen durchgeführt.

Abbildung 47: Erste Variante der Lagerdichtung [DeVeTec]

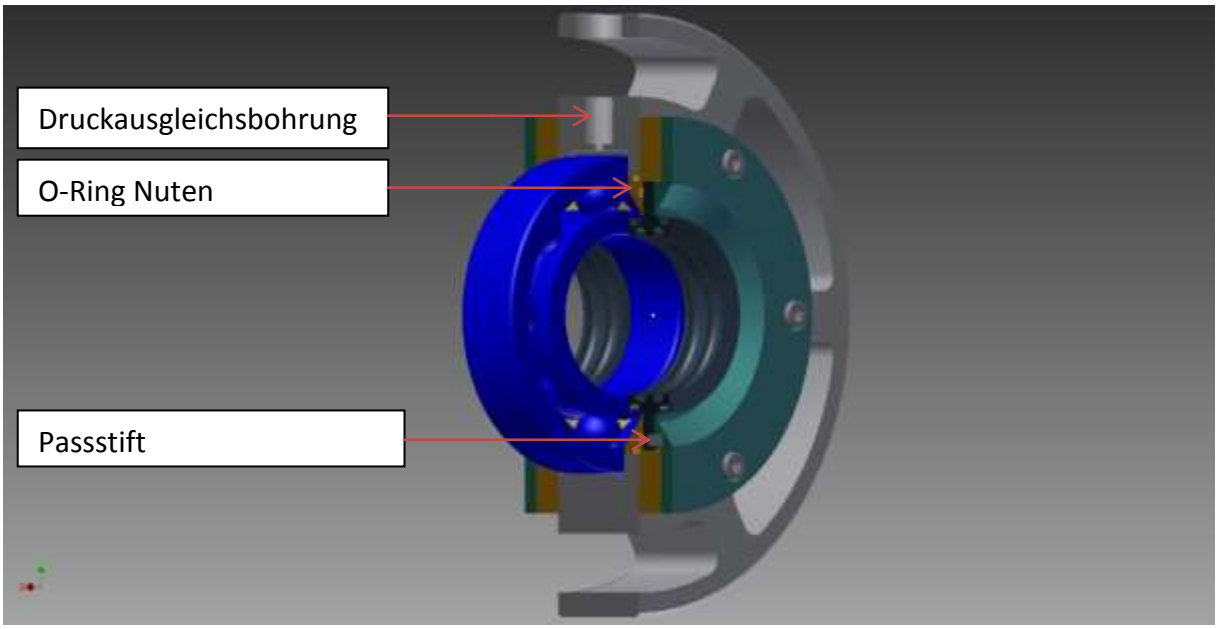


Abbildung 48: Lagerabdichtung am Beispiel Mittellager Einlasswelle [DeVeTec]

Die ersten Dichtungen wurden aus einem PTFE-Compound Werkstoff gefertigt. Sie wurden im Gehäuse mithilfe eines Passstiftes gegen Verdrehen gesichert. Die Gehäuseteile am Dichtkörper wurden mittels O-Ringen abgedichtet. Es wurde eine Druckausgleichsbohrung an den Lagerstellen angebracht, um einen Differenzdruck zwischen Lagerinnenraum und der Druckkammer des Gehäuses und eine sich aus dieser Druckdifferenz ergebende Strömung von Ethanoldampf durch das Lager zu vermeiden. Dieser Dichtungstyp wies durch seine hohe Steifigkeit und die dadurch resultierende hohe Anpresskraft einen starken Verschleiß auf.

Die zweite Variante der Dichtungen setzt sich aus zwei metallischen Drehteilen und einer PTFE-Dichtlippe zusammen. Die beiden Metallteile wurden ineinander gepresst und klemmen so die Dichtlippe fest ein. Um ein Lösen der Klemmverbindung zwischen den Metallteilen zu vermeiden, wurden sie an der Fügekante mit Schweißpunkten gesichert.

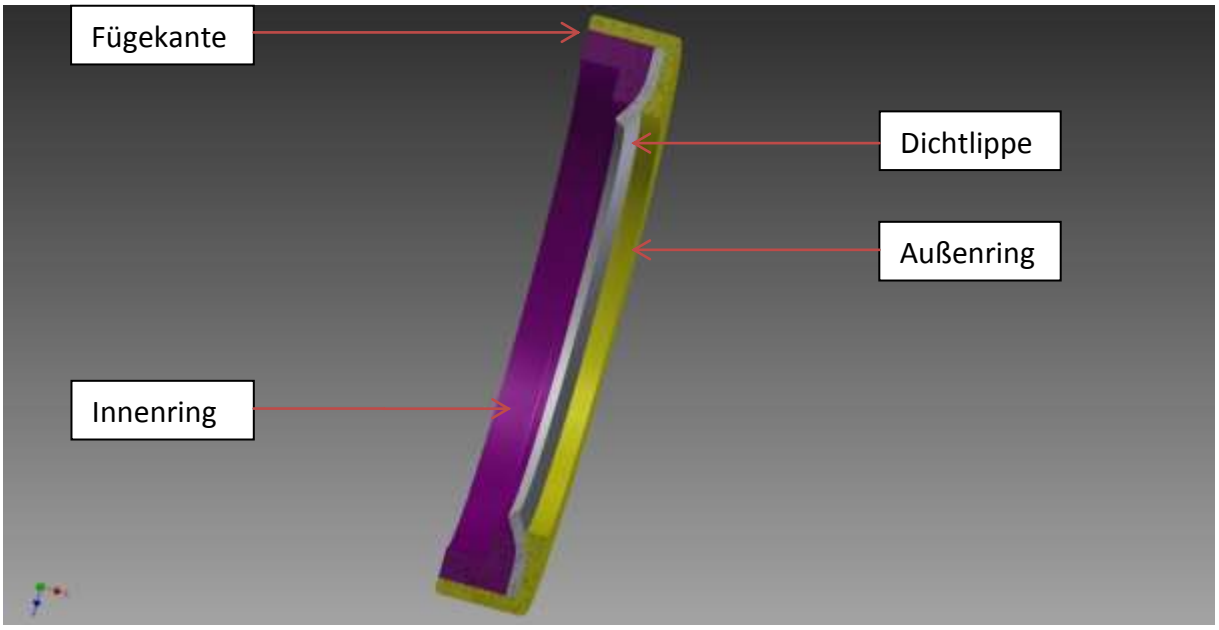


Abbildung 49: Zweite Variante der Lagerdichtungen [DeVeTec]

Beim Zusammenbau konnte nun die Dichtung in das Gehäuse eingepresst werden und bedarf keiner gesonderten Verdrehsicherung. Die Druckausgleichsbohrung wurde aus der Vorgängervariante übernommen.

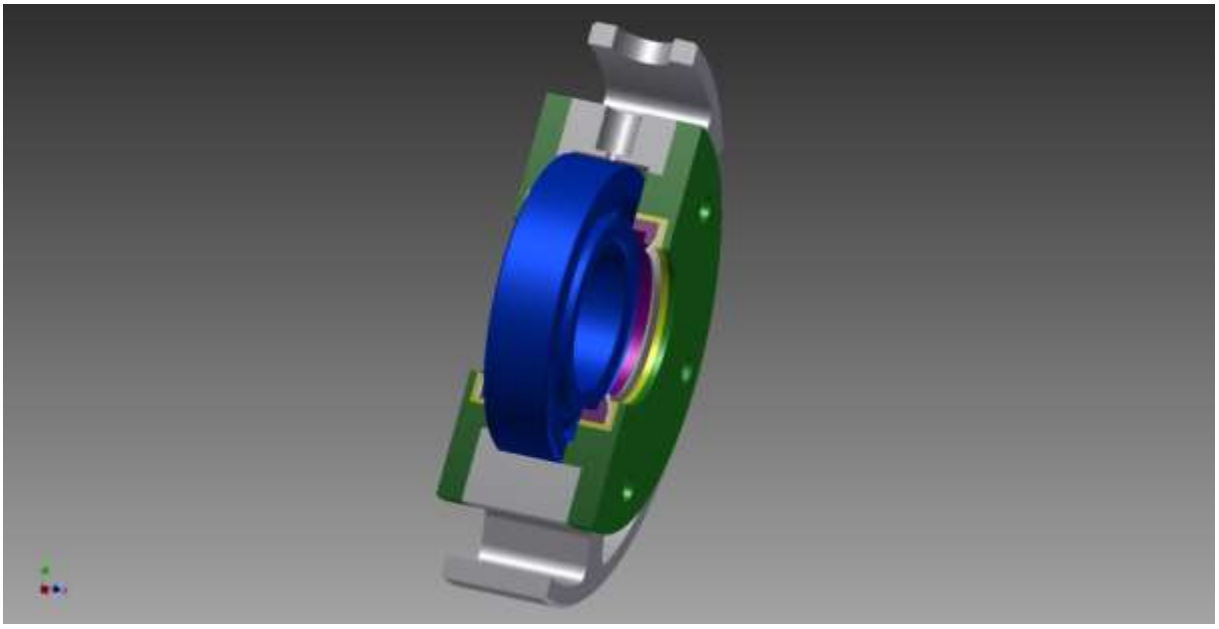


Abbildung 50: Lagerdichtung am Beispiel Mittellager Einlasswelle [DeVeTec]

Diese Dichtungen kamen an allen Lagerstellen zum Einsatz und haben sich bei den bisherigen Versuchsläufen bewährt.

Bei der Wahl der Wälzlager wurde, wenn möglich auf Nadellager zurückgegriffen, da diese bei im Vergleich zu Kugellagern einer höheren Belastung standhalten. Auch diese wurden mit den von DeVeTec konstruierten und gefertigten Dichtungen ausgestattet und mit dem gewählten Schmierstoff versehen.

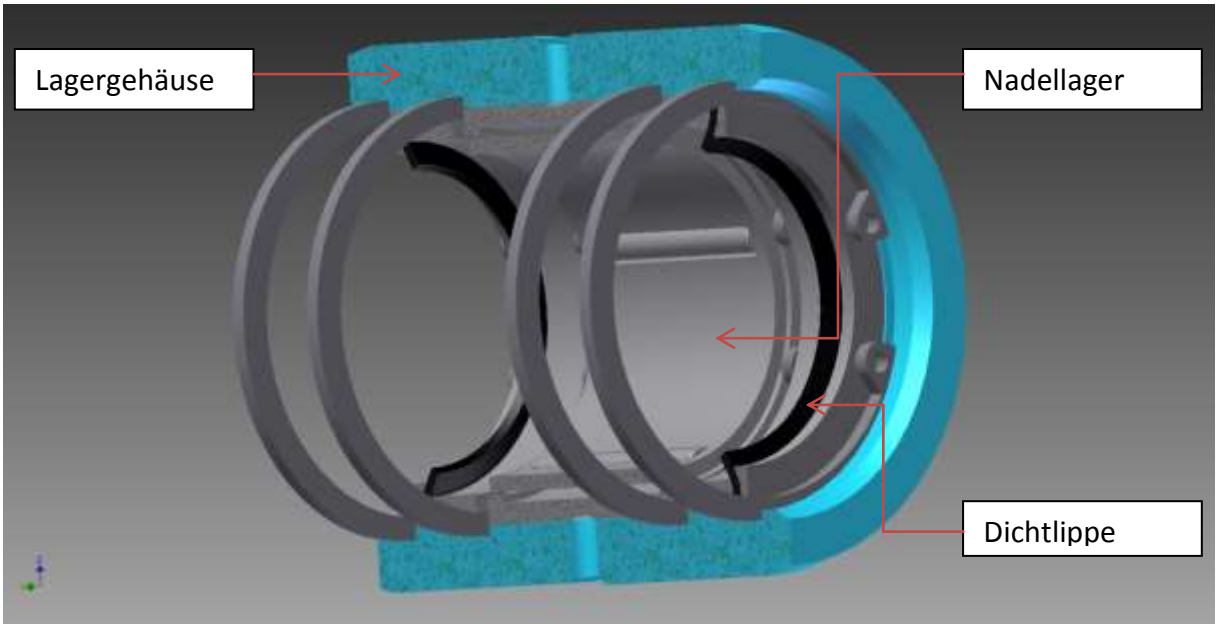


Abbildung 51: Lagerabdichtung der Nadellager der Auslasswelle [DeVeTec]

Das Lagergehäuse wurde im Drehschiebergehäuse mittels Passstiften gegen Verdrehen gesichert. Des Weiteren wurden die auf der Welle schwimmenden Auslassschieber in ihrer Position gehalten.

Zur Auswahl des geeigneten Schmierstoffes wurde eine Versuchsreihe mit 13 verschiedenen Fetten durchgeführt. In erster Linie wurde auf die maximale Betriebstemperatur geachtet. Fette, welche von diesem Kriterium her schon nicht infrage kamen, wurden keinen weiteren Tests unterzogen. Dies trifft nicht auf die Standardfette des Lagerherstellers INA zu.

Als zweites Kriterium wurde das Verhalten der Fette in Verbindung mit flüssigem Ethanol getestet. Dazu wurden die Fette in einem Reagenzglas dem flüssigen Ethanol ausgesetzt und beobachtet, ob nach 24 Stunden Verfärbungen des Ethanols oder des Schmierstoffes selbst auftraten oder, ob es zur Auflösung des Schmierstoffes im Ethanol kam.

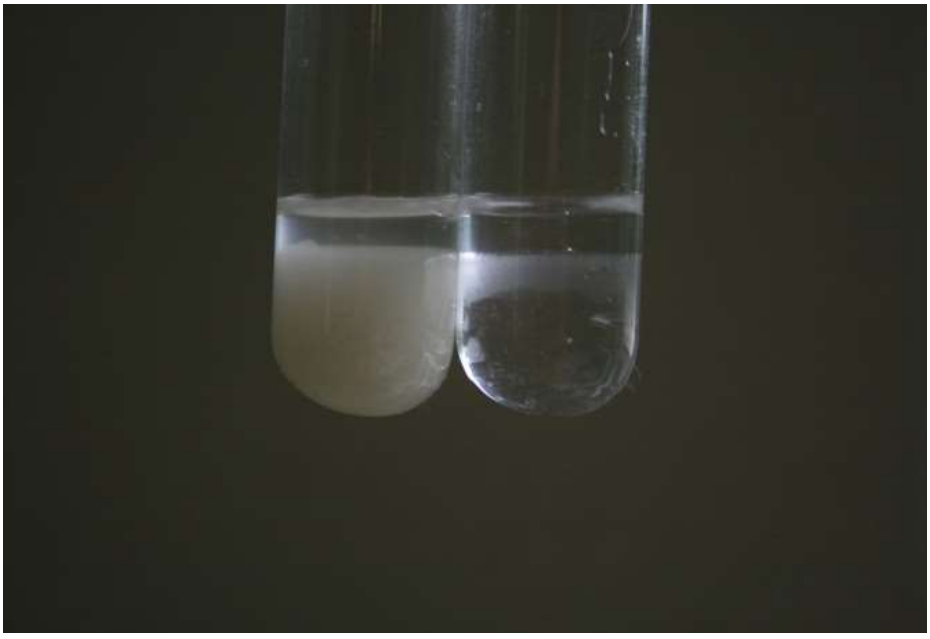


Abbildung 52: Löslichkeitsversuche mit Fett

Die Fette, welche die Anforderungen bis dahin erfüllten, wurden anschließend über mehrere Stunden in einem Ofen einer Betriebstemperatur von 250°C ausgesetzt und es wurde die Veränderung der Schmierstoffe während dieser Zeit bezüglich Farbe und Ausschwitzen beobachtet.

Es wurden zwei Schmierstoffe gewählt, welche in der Testapparatur zusammen mit den Lagern zum Einsatz kamen. Dabei fiel einer der beiden nach vier Stunden Laufzeit in der Apparatur aus der Betrachtung raus, da er unter Last und Einsatztemperatur schnell verharzte. Der zweite Schmierstoff zeigte auch nach vier Teststunden keine Auffälligkeiten und wurde so für den Einsatz in der Drehschiebersteuerung gewählt.

Die gefundenen Lösungen wurden umgesetzt und in der Drehschiebersteuerung verbaut. Die Lagerung der Einlasswelle findet weiterhin über Kugellager statt. An der Auslasswelle werden die höher belastbaren Nadellager verbaut. Alle Lagerstellen werden mit den eigens dafür entwickelten Dichtungen gekapselt, um ein Auswaschen des Schmierstoffes aus den Lagerstellen zu vermeiden. Auch nach etwa 50 Betriebsstunden konnte kein Problem an den Lagerstellen festgestellt werden. Eine Steigerung der Laufzeit wird zeigen, ob diese Steuerung für den Dauerbetrieb geeignet ist.

6.3.4.2 Abdichtung der Welle nach außen und Antrieb

Die Wellen der Drehschiebersteuerung werden über einen Riementrieb direkt und ohne Übersetzung von der Kurbelwelle angetrieben. Die Wellen drehen sich also mit Motordrehzahl. Die Abdichtung der Wellen an der Drehdurchführung zur Antriebsseite hin stellte, gerade im Einlassbereich, wo Hochdruck herrscht, eine große Herausforderung dar.

Um die Abdichtung dieser sensiblen Stelle möglichst einfach zu gestalten, wurde eine Lösung mit dem Einsatz einer Magnetkupplung realisiert. Bei dieser Lösung konnte auf Dichtungen komplett verzichtet und die Welle im Gehäuse gekapselt werden.

Bei den Tests kam es immer wieder zum Überspringen von Polpaaren der Magnetkupplung, da das benötigte Antriebsmoment die Haltekraft der Kupplung überstieg. Dadurch wurde die Position der Wellen verändert, was eine Verstellung der Steuerzeiten nach sich zog und eine Neueinstellung nötig machte.

Es wurde nun eine Variante konstruiert, bei welcher die Welle aus dem Gehäuse herausragte und nach außen hin abgedichtet werden musste. Die Abdichtung wurde durch mehrere hintereinanderliegende Wellendichtringe realisiert, wobei auf der Hochdruckseite sechs Dichtungen und auf der Niederdruckseite drei Dichtungen verbaut wurden.

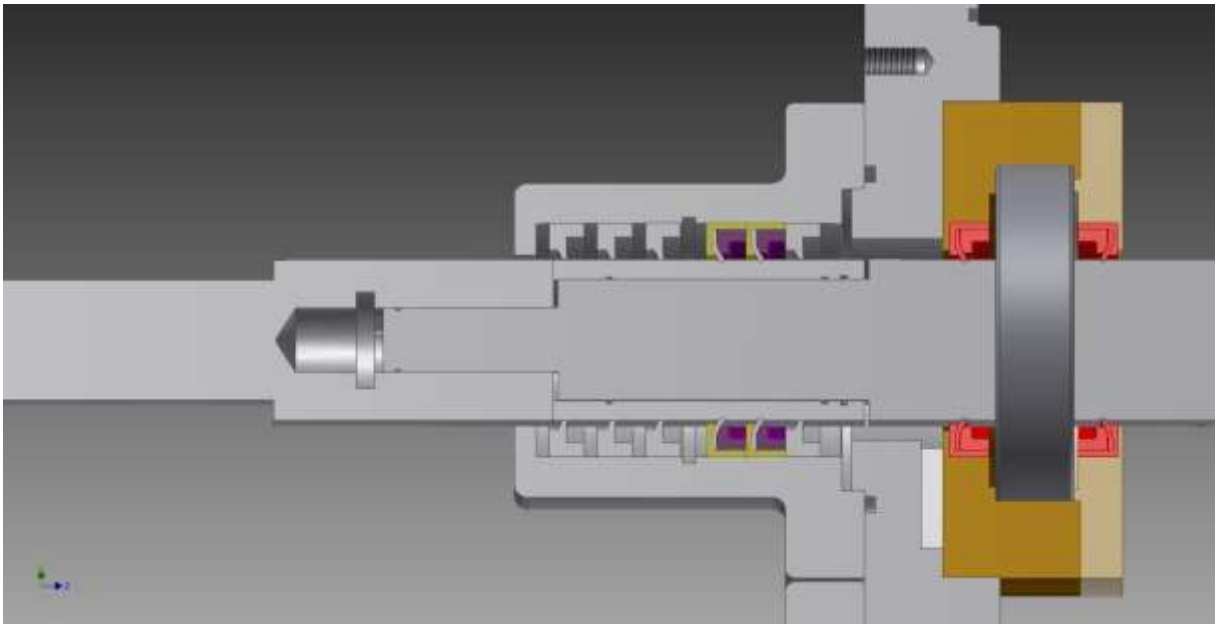


Abbildung 53: Abdichtung der Einlasswelle nach außen [DeVeTec]

Der Raum zwischen den drei innenliegenden Wellendichtringen der Einlasswelle wird außen am Gehäuse mit der Niederdruckkammer des Gehäuses kurzgeschlossen. So wird garantiert, dass bei einem Versagen der ersten drei Dichtringe der Hochdruckseite der Ethanoldampf nicht nach außen, sondern in den Auslassbereich des Gehäuses entweichen kann. Sowohl an der Einlasswelle als auch an der Auslasswelle sichern an dieser Bypassstelle drei weitere Dichtungen gegen ein Entweichen des Ethanoldampfes auf dem Auslassdruckniveau ab.

Diese Variante bereitete während der Testläufe keine weiteren Probleme.

Der Antrieb der Wellen erfolgt, wie schon erwähnt, mittels Zahnriemen. Die Riemenscheiben werden mit Taperbuchsen und Passfedern auf der Welle fixiert.

6.3.5 Dichtungen

Zum Abdichten zwischen den Druckkammern im Gehäuse und den Zylindern werden von der Zylinderseite her Dichtungen gegen die Schieber gepresst. Diese Dichtungen werden an der Kontaktfläche zum Schieber sphärisch gefertigt und mittels einer Wellfeder angepresst. Der Dichtungssitz wird in das Gehäuse eingeschraubt und mittels O-Ringen abgedichtet.

Die Anforderungen an den Werkstoff für diese Dichtringe sind extrem hoch. Zum einen muss eine zuverlässige Dichtheit zwischen Zylinder und den beiden Druckkammern garantiert werden. Zum anderen darf der Verschleiß der Dichtungen nur sehr gering sein, um den Wartungsaufwand beim Dauerbetrieb einer solchen Steuerung minimal zu halten.

Die an der Dichtstelle auftretenden Kräfte, Temperaturen und Gleitgeschwindigkeiten sind extrem hoch. Die mittlere Gleitgeschwindigkeit am Einlassschieber bei einer Motordrehzahl von 1500 1/min, wie sie in der Versuchsumgebung im Kraftwerk Fenne vorliegt, errechnet sich aus dem Durchmesser, auf welchem die Kanäle in der Schiebermantelfläche positioniert sind und der Motordrehzahl.

Dieser Durchmesser beträgt 148,9mm, woraus bei der gegebenen Drehzahl eine Gleitgeschwindigkeit von 11,7 m/s resultiert.

Die Betriebskennwerte für Kunststoffe können im einzelnen die Anforderungen an die Gegebenheiten an der Dichtstelle erfüllen. Entscheidend für den Betrieb der Kunststoffe ist allerdings der sogenannte p-v-Wert. Dieser Wert ist ein Produkt aus der maximal erlaubten Flächenpressung und der maximal erlaubten Gleitgeschwindigkeit. Hochleistungskunststoffe können dauerhaft einen p-v-Wert von 3,5 $N/mm^2*m/s$ bis 4 $N/mm^2*m/s$ ertragen. Diese Werte sind allerdings wiederrum abhängig von der Temperatur, welche an der Dichtstelle ebenfalls an die Einsatzgrenzen von Kunststoffen reicht.

Da mit der Gleitgeschwindigkeit am Einlassschieber ein Faktor (v) des p-v-Wertes sehr hoch ist, musste bei der Konstruktion der Dichtungen darauf geachtet werden, unter den gegebenen Platzbedingungen eine möglichst große Kontaktfläche zwischen Dichtung und Schieber zu realisieren. Je größer diese Kontaktfläche ist, um so kleiner wird der Faktor der Flächenpressung (p) und damit auch der vorliegende p-v-Wert an sich.

Die Kraft, welche die Flächenpressung zwischen Schieber und Dichtung verursacht, resultiert aus dem Zylinderdruck und der Fläche unter der Dichtung, welche vom Zylinderdruck belastet wird. Dadurch ist die Kraft auf die Dichtung, die Flächenpressung zwischen Dichtung und Schieber und somit auch der p-v-Wert an der Dichtstelle eine Funktion des Zylinderdrucks.

Um den maximalen p-v-Wert nicht zu übertreffen, darf die Flächenpressung also maximal 0,34 N/mm² betragen. Wenn man nun davon ausgeht, dass der Druck an der Dichstelle linear über den Dichtspalt abgebaut wird, um zum Ende hin 0 bar zu erreichen und der Zylinderdruck mit der Vergrößerung des Zylindervolumens abnimmt, wird der maximal erlaubte Wert für die Flächenpressung bei 27,5 bar Zylinderdruck erreicht.

Der Zeitraum, in dem im Zylinder ein Druck von mehr als 27,5 bar herrscht, ist allerdings sehr kurz, so dass die Überschreitung der Maximalwerte nur für wenige Grad Kurbelwinkel anliegt.

Zur Ermittlung eines geeigneten Dichtwerkstoffes wurde die Vorrichtung zum Test der Lagerungsvarianten auch zum Test der Dichtungen herangezogen. Mit dieser Vorrichtung können die Dichtungen unter Realbedingungen getestet werden.

Es wurden Dichtungen aus PTFE Compund Materialien, PEEK und Metall geprüft. Das Hauptaugenmerk lag dabei auf dem Verschleißverhalten und der Dichtheit.

Bei den Dichtungen aus Metall, genauer Bronze, Kupfer und Guss, konnte nach den Tests in der Prüfapparatur nur geringer Verschleiß festgestellt werden. Teilweise wurden die Materialien durch die Reibung aber so heiß, dass ein Fließen der Werkstoffe in Drehrichtung der Schieber einsetzte, also in Richtung der Reibkraft. Die Dichtwirkung dieser Materialien konnte in keinem Fall an die der Kunststoffe heranreichen.

Die PTFE Compound Kunststoffe übertrafen die Metalldichtungen bezüglich der Dichtheit. Die Haltbarkeit und das Verschleißverhalten waren für diese Materialien allerdings ein K.O.-Kriterium.

Es wurden zwei Mischungen getestet. Eine mit einem 25%-igen Kohleanteil und eine mit einem 35%-igen Kolhelanteil. Bei beiden Werkstoffen kam es zu erhöhtem Verschleiß und zum Defekt der Dichtung während der Versuche.

Ähnliche Effekte lieferten die Werkstoffe auf PEEK Basis.

Beim letztendlich gefundenen und eingesetzten Werkstoff konnten sowohl in der Testapparatur als auch in der Testumgebung in Fenne zufriedenstellende Ergebnisse bezüglich Dichtheit und Haltbarkeit erreicht werden.

Ob der Werkstoff sich für einen Dauereinsatz eignet, muss während eines Langzeittests bewiesen werden.

7 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik

7.1 DEIF Delomatic

Die DEIF Delomatic 4 ist ein vollständiges Automatisierungssystem. Bei den vier bestehenden Feldtestanlagen kam jeweils diese Steuerung zum Einsatz. Sämtliche Steuerungs- und Regelungsaufgaben sowie die Netzsynchronisierung wurden mit dieser Steuerung realisiert.

Besonders geeignet ist dieses System für raue Betriebsbedingungen, wodurch dieses marinezugelassene Steuerungssystem größtenteils auf Schiffen zur Generatorsteuerung eingesetzt wird.

Die DEIF Delomatic 4 ist als modulare Prozesssteuerung konzipiert. Somit können, je nach Anforderungen, verschiedene Module gesteckt und somit individuell eine Steuerung aufgebaut werden.

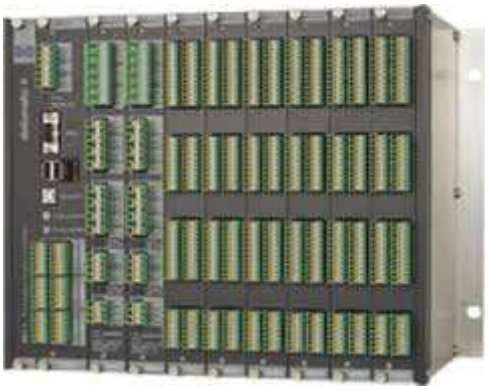


Abbildung 54: Deif Delomatic 4

Neben den Steuerungsaufgaben bietet die DEIF Delomatic 4 noch folgende Features:

- Synchronisierung
- Drehzahlregelung
- Leistungsregelung mit Rampenfunktion
- Spannungs- und cos-phi-Regler
- Raumluftregelung
- Netzschutz nach deutschen und österreichischen Vorschriften
- Erweiterter Generatorschutz
- Eingebaute Trendingfunktion

- Vier Impulszähler
- Netzbezugsregelung

Der Aufbau kann aus nur drei Modulen bestehen. Jedes Modul hat dabei einen eigenen Prozessor und arbeitet somit völlig selbstständig. Die Module können ohne Probleme in einem Standard-Industrie-Rack montiert werden. Dabei wird immer ein PCM-Modul, meist ein SCM-Modul und variabel viele I/O-Module, verwendet.

7.1.1.1 PCM-Modul

Das Hauptsteuerungsmodul, das PCM-Modul, das zugleich als Netzteil fungiert, wird dabei immer an erster Position, ganz links, montiert. Es steuert den Datenaustausch und kommuniziert mit allen anderen Modulen. Es trägt die Steuereinheit mit der Applikationssoftware und beinhaltet folgende Schnittstellen:

- 1 Ethernet-Schnittstelle
- 1 USB-Schnittstelle
- 3 CAN-Schnittstellen
- 1 RS485-Schnittstelle
- 1 serieller Port
- 1 ARC-Net-Schnittstelle
- 1 USB-Speichererweiterung

7.1.1.2 SCM-Modul

Das SCM-Modul übernimmt die Aufgabe der Synchronisierung. Bei dieser müssen die Amplitude der Spannung, die Phasenlage und die Netzfrequenz ständig überwacht werden. Wenn sich diese Größen innerhalb der zulässigen Abweichungen befinden, ist der Synchronpunkt erreicht und nur dann kann der Generatorleistungsschalter (GLS) geschlossen werden, der den Generator zum Netz schaltet. Ab diesem Zeitpunkt speist der Generator elektrische Energie ins Netz. Um diesen Vorgang durchzuführen, bedarf es mehreren Messungen. Daher ist das SCM-Modul in der Lage, Strom, Frequenz, Wirkleistung, Blindleistung, den Phasenwinkel und Spannungen bis zu 690V AC zu messen. Diese Messwerte werden dem Hauptsteuerungsmodul, dem PCM-Modul, einmal pro Periode zur Verfügung gestellt. Dort werden wiederum weitere Schutzfunktionen, Trending´s und Logging´s durchgeführt. Weiter ist das SCM-Modul in der Lage einen unabhängigen Synchron-Check durchzuführen. Es kann den Leistungsschalter auslösen und wertet dessen Rückmeldungen aus.

7.1.1.3 IOM-Modul

Das IOM-Modul bildet die Schnittstelle zur dezentralen Peripherie. Es ist ein Multifunktions-E/A-Baustein und dient dem Anschluss verschiedener Sensortypen und anderen Feldgeräten. Über Digital- und Analogsignale kann der Datenaustausch zu anderen Systemen hergestellt werden. Das IOM-Modul bietet:

- Sechs Eingänge für Pt100- oder Pt1000-Sensoren in 2-, 3- oder 4-Drahttechnik oder Thermoelemente Typ K (NiCr/Ni)
- Vier analoge Eingänge von -20mA bis +20mA mit 12 Bit Auflösung
- Vier analoge Ausgänge für Messumformsignale oder Sollwertsignale, Ausgangsbereich von -20mA bis +20mA mit 10 Bit Auflösung zum Anschluss von Drehzahlreglern, Spannungsreglern oder Frequenzumrichter
- Zwölf digitale Eingänge von 9V bis 36V DC mit gemeinsamem Fußpunkt für plus- oder minusschaltende Sensoren
- Vier einzeln galvanisch getrennte Digitaleingänge von 9V bis 36V DC für die Abfrage von Sensoren oder Impulsgebern (1,25MHz Abtastrate)
- Zehn digitale Ausgänge mit externer Spannungsversorgung von 9V bis 36V DC, Gegentaktausgänge mit stabilem Betrieb gegen Masse oder gegen Versorgungsspannung bis zu 200mA Dauerbelastbarkeit. Die Ausgänge sind dauerkurzschlussfest und außerdem gegen thermische Überlast geschützt.
- Jede Karte besitzt eine eigene galvanische Trennung zwischen Analog-E/A, Digital-E/A und internem Potenzial. Somit sind Schleifen über verschiedene Karten ausgeschlossen.

7.1.2 Automatisierungslösung

Für die neue Automatisierungslösung hat man sich für ein Konzept und einen Aufbau mit Siemens-Komponenten entschieden. Ebenso wurde diese Variante auch vom Feldtestpartner gewünscht. Die Siemens AG bietet in ihrem Portfolio der Simatic Industrie-Automation eine große Produktvielfalt an Steuerungssystemen. Im Folgenden werden die eingesetzten Komponenten, vom modularen Controller bis hin zum Multipanel, näher erläutert.

7.1.2.1 CPU 315F 2PN/DP

Als Zentralbaugruppe wird die CPU 315F 2PN/DP eingesetzt. Für Anwendungen, die sowohl einen zentralen als auch einen dezentralen Aufbau erfordern, stellt die CPU eine optimale Lösung dar.

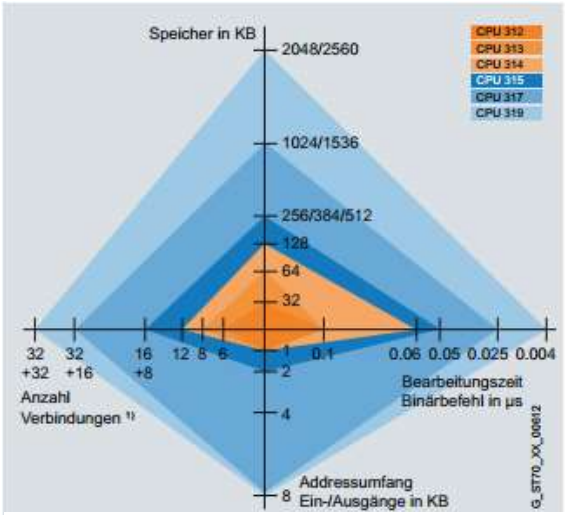


Abbildung 55: Leistungsklassen der S7 - 300 CPU´s

Die CPU 315 hat einen schnellen Arbeitsspeicher von 512 KB für die standard- und sicherheitsgerichteten Programmteile. Es können bis zu 16 Verbindungen zu anderen Zentralbaugruppen aufgebaut werden und zusätzlich haben die PN-CPU´s noch weitere acht Verbindungen für TCP/IP, UDP oder ISO-on-TCP zur Verfügung. Der Adressbereich für Ein- und Ausgänge beträgt bei der CPU 315 2KB, was umgerechnet 16.348 digitalen Ein- und Ausgängen entspricht. Die Bearbeitungszeit von Binärbefehlen beträgt 50ns.

Durch diesen breiten Performance-Bereich ist die S7 300 CPU der meistverkaufte Controller innerhalb von Totally Integrated Automation.

Abbildung 56: CPU 315F 2PN/DP

7.1.2.2 Safety Integrated

Im Gegensatz zur normalen CPU 315 2PN/DP bietet die CPU 315F 2PN/DP integrierte Sicherheitsfunktionen. Sie erfüllt die Sicherheitsanforderungen bis SIL 3 nach IEC 61508 und PL e nach ISO 13849.1.

Die F-CPUs ermöglichen den Aufbau eines fehlersicheren Automatisierungssystems für Anlagen mit erhöhten Sicherheitsanforderungen. Durch den Einsatz einer fehlersicheren CPU kann auf die Verwendung von Sicherheitsschaltgeräten verzichtet werden. Somit wird die standard- und sicherheitsgerichtete Automatisierung in einem Controller implementiert. Die sicherheitsgerichteten Steuerungen überwachen sich selbstständig, erkennen eigenständig Fehler und gehen unmittelbar bei Auftreten eines Fehlers in einen sicheren Zustand über oder verbleiben in diesem. Die Signalbaugruppen beispielsweise überprüfen durch regelmäßige Selbsttests, Befehlstests sowie logische und zeitliche Programmlaufkontrolle den ordnungsgemäßen Betrieb der Steuerung.

Dadurch bieten diese Steuerungen höchste Sicherheit für Mensch, Maschine und Umwelt. Ebenso werden Schäden und Unfälle infolge eines Fehlers vermieden.

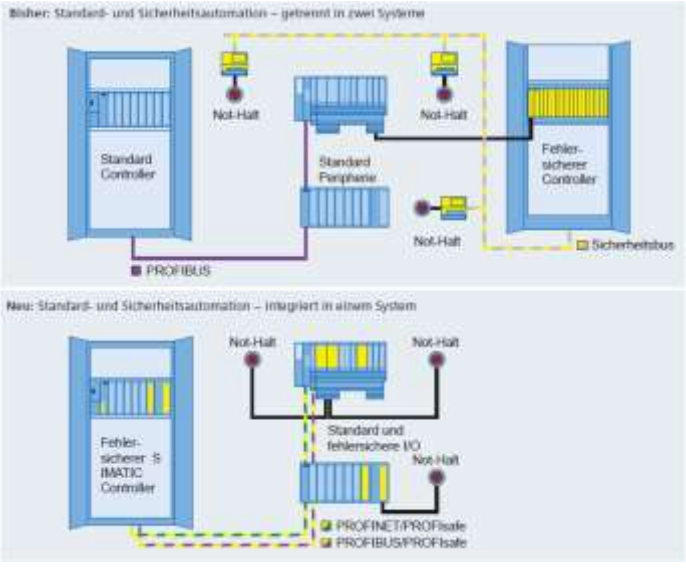


Abbildung 57 + 58: Vergleich getrenntes Sicherheitssystem und integriert in F-CPU

Wie in den vorstehenden Abbildungen zu erkennen ist, wurden bisher die Standardautomation und die Sicherheitsautomation getrennt voneinander aufgebaut. Dadurch wurde mehr Platz benötigt und der Verdrahtungsaufwand war größer. Durch den Einsatz von einem fehlersicheren Controller mit fehlersicheren I/O-Modulen kann auf zusätzliche Sicherheitsschaltgeräte verzichtet werden. Die Logik der Sicherheitsfunktion wird mittels Software realisiert, nicht wie bisher mittels Verdrahtung. Dadurch können komplexe Sicherheitsfunktionen einfacher realisiert werden und die Funktionen sind leicht veränderbar, erweiterbar und dokumentierbar. Beides ist nun integriert in einem System, sodass sicherheitsrelevante Sensoren und Aktoren direkt an die fehlersicheren I/O-Module der Steuerung angeschlossen werden können. Die vorhandene PROFIBUS- oder PROFINET-Kommunikation kann ebenfalls für die sicherheitsgerichtete Kommunikation bis SIL 3/Kat. 4 genutzt werden.

7.1.2.3 ET 200S

Die ET 200S ist ein modulares Peripheriesystem. Es bildet die Schnittstelle zwischen den Feldgeräten wie Sensoren und Aktoren und der CPU. Der modulare Aufbau erlaubt es, das System so zu konfigurieren, wie es benötigt wird. Dabei stehen verschiedene digitale und analoge Eingangs- und Ausgangsmodule, sicherheitstechnische Module, Motorstarter sowie diverse Technologiemodule zur Verfügung. Die Anbindung an die übergeordnete CPU 315F 2PN/DP erfolgt dabei durch ein Interface-Modul. Dadurch werden die Daten der Peripheriemodule mit der überlagerten CPU ausgetauscht. Bei Interface-Modulen mit integrierter CPU wird die Rechenleistung direkt in das Peripheriemodul verlagert. Dadurch wird die zentrale Steuerung entlastet und es können schnellere Reaktionszeiten auf zeitkritische Signale ermöglicht werden. Selbst für sehr schnelle Regelungen kann die ET 200S eingesetzt werden, denn durch High Feature-Interface-Module, schnelle E/A-Module und einen sehr schnellen internen Datentransport wird die Performance weiter gesteigert.

Eine höhere Anlagenverfügbarkeit wird durch die Hot-Swapping-Funktion erreicht. Dabei können die Elektronikmodule bei einem Fehlerfall im laufenden Betrieb ausgetauscht werden. Die Station bleibt hierbei funktionsfähig und die Anlage ist weiter verfügbar.

Abbildung 59: Dezentrale Peripherie ET200S

7.1.2.4 SIMATIC MP377 15 Zoll Touch

Als Schnittstelle zum Anwender wird ein 15-Zoll-Multipanel mit TFT-Farbdisplay und Touchbedienung eingesetzt. Da die ORC-Anlage für den Betrieb ohne Beaufsichtigung vorgesehen ist, wird das Multipanel größtenteils bei der Inbetriebnahme und zur Kontrolle und Überwachung des Prozesses genutzt. Das Panel verfügt über einen 12 MB großen Arbeitsspeicher und einen speziell für WINCC flexible Optionen weiteren Speicher von 12 MB. Durch eine SD Memory Card kann der Speicher mit bis zu 2GB erweitert werden. Des Weiteren verfügen alle Geräte über einen remanenten Speicher für SPS Daten und einen zusätzlichen remanenten Meldepuffer ohne Batterie. Als Schnittstellen stellt das Panel 2x RJ 45 Ethernet, 2x USB, 1x RS 485, 2x RS 422, 1x kombinierter SD/ Multi Media Card Slot und einen CF Card Slot zur Verfügung.

Abbildung 60: Multipanel MP377

7.1.2.5 IPC 427D

Zur Datenspeicherung und Datensicherung wird ein Industrie-PC verwendet. Der IPC hat durch seine kompakte Bauform und durch die robuste Bauweise optimale Voraussetzungen für den Betrieb in der Industrie. Er kann ganz einfach im Schaltschrank auf einer Hutschiene montiert werden. Durch die hohe Vibrations-, Temperatur-, Schock- und EMV-Verträglichkeit sowie durch die Verwendung nicht drehender Teile und den lüfterlosen Betrieb kann der IPC im 24-Stunden-Dauereinsatz betrieben werden. Durch eine integrierte PROFINET Schnittstelle kann eine durchgängige, echtzeitfähige Kommunikation von der Feldebene bis hin zur Unternehmensleitebene realisiert werden.

Sowohl im Geschäfts-, Wohn-, Industrie- als auch im Gewerbebereich kann der IPC durch sein zertifiziertes CE-Kennzeichen zum Einsatz kommen, ebenso in der Gebäudeautomatisierung oder in öffentlichen Einrichtungen. Durch diverse integrierte und parametrierbare Überwachungsoptionen sowie weitere Melde- und Diagnoseaufgaben sorgt der IPC für optimale Verfügbarkeit.

Abbildung 61: Siemens IPC 427D

7.1.2.6 Scalance M874-3

Der Scalance M874-3 ist ein Mobilfunkrouter und dient dazu, eine sichere Anbindung von Automatisierungsgeräten und Ethernet-basierten Subnetzen herzustellen. Dabei wird das Mobilfunknetz der dritten Generation (UMTS) genutzt. Durch die Sicherheitsfunktionen der integrierten Firewall und des VPN Tunnels wird eine sichere Kommunikation gewährleistet. Dadurch kann praktisch weltweit auf IP-basierte Endgeräte zugegriffen werden. Somit reicht das industrielle und industrienahe Anwendungsgebiet vom weltweiten Fernprogrammieren und Fernwarten bis hin zum flexiblen Anlagenzugriff zu Wartungs- und Diagnosezwecken.

Abbildung 62: SCALANCE M874-3

7.1.2.7 Woodward Regler

Ein Nachteil bei der neuen Automatisierungslösung war, dass es für das neue Automatisierungsgerät, die CPU 315F 2PN/DP mit den vier ET200S Modulen, keine Synchronisationsmodule gab. Bei der DEIF-Steuerung gab es das SCM-Modul, welches genau diese Aufgaben der Synchronisierung übernahm. Daher musste nun für die Synchronisierung eine gesonderte Hardware eingekauft werden.

Entschieden hatte man sich für den Woodward Regler easYgen 3200.

Abbildung 63: Woodward Regler easYgen 3200

Der Woodward Regler easYgen 3200 ist eine Aggregatsteuerung für Stromerzeugungsanlagen. Er ermöglicht Anwendungen im Netzparallelbetrieb, im Inselbetrieb und sogar Mehrfachanlagen im Insel- oder Netzparallelbetrieb. Durch die vielen Ein- und Ausgänge, zusammen mit der Softwarestruktur, ermöglicht der Woodward Regler den Einsatz in einem sehr umfangreichen Anwendungsbereich. Dieser reicht vom Notstrom-, Bereitschafts- und Spitzenlastbetrieb bis hin zur dezentralen Stromerzeugung oder Kraft-Wärme-Kopplung (BHKW) sowie Bezugs- und Lieferleistungsregelung. Die easYgen 3000 Serie kann bis zu 32 Aggregate mit automatischer Folgeschaltung steuern. Über ein grafisches Farbdisplay und Softkeys kann die easYgen konfiguriert und parametriert werden. Durch die vorhandenen Industrieschnittstellen, wie z. B. CAN, RS-232 und RS-485, kann die Kommunikation zu anderen Motorsteuerungen oder SPSen realisiert werden. Dabei werden die Protokolle CANopen, J1939 und Modbus RTU unterstützt.

Ein typischer Betriebsmodus für diese Steuerung ist der Netzparallelbetrieb. In diesem Fall fungiert das easYgen als Motorsteuerung mit Generator-, Netz- und Motorschutz. Mit dieser Schaltung können der Generatorleistungsschalter und der Netzleistungsschalter geöffnet und geschlossen werden.

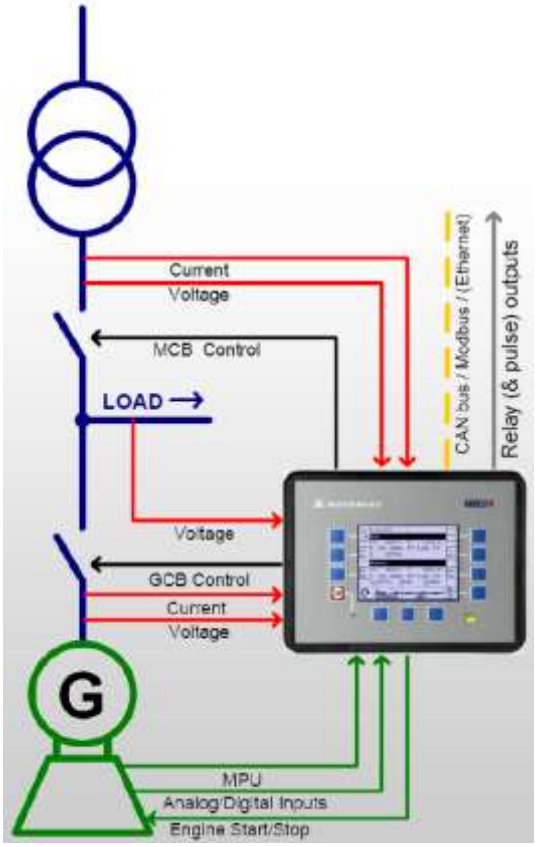


Abbildung 64: Schema des Woodward Reglers

Zur Überwachung der Netz- und Generatorschutzfunktionen bedarf es einer Netzspannungsmessung und einer Generatorspannungsmessung. Ebenso wird die Sammelschienenspannung gemessen. Die easYgen übernimmt während des Betriebes folgende Aufgaben:

Messungen:

- Generatorspannung
- Generatorstrom
- Netzspannung
- Netz- oder Erdstrom
- Sammelschienenspannung

Überwachungen:

Generator:

- Spannung/Frequenz

- Überlast, Rück-/Minderlast
- Schieflast
- Überstrom
- Zeitabhängiger Überstrom
- Erdschluss
- Leistungsfaktor
- Drehfeld

Motor:

- Überdrehzahl/Unterdrehzahl
- Drehzahl/Frequenz-Plausibilität
- Stützerregungsausfall

Netz:

- Spannung/Frequenz
- Phasensprung/Drehfeld

Steuerung:

- Schalterlogik
- Betriebsarten Automatik, Hand und Stopp sowie Testbetriebsarten
- Aggregate-Einzel- und Mehrfachbetrieb
- Netzparallelbetrieb mit mehreren Aggregaten
- Notstrombetrieb und Bereitschaftsbetrieb
- Sprinklerbetrieb
- GLS und NLS – Synchronisierung
- Übergabe

- Lastabhängiges Zu- und Absetzen
- Fernsteuerung von n/f, U, P, Q und LF über AI oder Schnittstelle
- Last-/Blindlastverteilung für bis zu 32 Aggregate
- Frei konfigurierbare PID – Regler

Zur Überwachung und zu Alarmzwecken stehen noch diverse Ein- und Ausgänge zur Verfügung. Diese sind zum Teil vorkonfiguriert oder können je nach Verwendungszweck frei konfiguriert werden. Folgende Ein- und Ausgänge stellt die easYgen bereit:

- Drehzahleingang
- Digitale Alarmeingänge
- Digitalausgänge
- Externe Digitaleingänge / -ausgänge über CANopen
- Analogeingänge
- Analogausgänge
- Externe Analogeingänge / -ausgänge über CANopen

7.1.3 Topologie

Durch die zentrale DEIF-Steuerung konnte kein dezentraler Aufbau realisiert werden. Die Steuerung mit den einzelnen I/O-Modulen saß kompakt im Schaltschrank. Dadurch mussten sämtliche Feldgeräte sowie Sensoren und Aktoren im Schaltschrank an die zentrale Steuerung angeschlossen werden, was immer ein sehr großer Aufwand an Kabelwegen bedeutete. Dazu kommt, dass alle im Schaltschrank ankommenden Kabel über Klemmleisten geführt wurden. Dies war mit einem sehr großen Platzbedarf verbunden. Ebenso wurden dadurch leicht Fehler bei der Verdrahtung gemacht, welche dann durch zusätzlichen Aufwand wieder behoben werden mussten.

Durch den Umbau auf die neue Siemens-Steuerung konnten verschiedene Teile ausgelagert werden. Somit hat man nun die eigentliche CPU und noch vier weitere dezentrale Peripheriemodule. Die CPU sowie das ET200S Modul für den Pumpenraum befinden sich im Schaltschrank. Im Expanderraum befindet sich ebenfalls ein Klemmkasten mit dem dazugehörigen ET200S Modul. Für den Kühlkreis, der außerhalb am Container angebracht ist, gibt es nun auch einen separaten Klemmkasten mit dazugehörigem ET200S Modul. Dass gleiche gilt für den Heizkreis, welcher bei der aktuellen ORC-Anlage in Kehl ca. 70m vom Container entfernt ist.

Folgende Teilnehmer sind per Profinet in einer Baumstruktur miteinander vernetzt:

- CPU 315F 2PN/DP
- ET200S Modul für Pumpenraum
- ET200S Modul für Expanderraum
- ET200S Modul für Kühlkreis
- ET200S Modul für Heizkreis
- Anschaltungsbaugruppe für Woodward Regler
- Anschaltungsbaugruppe für SEW Frequenzumrichter
- Switch
- UMTS Router
- Touch Panel
- Industrie – PC
- Datenerfassungsgerät von National Instruments

Durch diesen neuen dezentralen Aufbau reduzieren sich die Kabelwege enorm. Die Leitungen der Feldgeräte müssen nun nicht mehr zentral in den Schaltschrank verlegt, sondern können direkt an das jeweilige ausgelagerte Peripheriemodul angeschlossen werden. Ebenso entfallen bei diesem Aufbau jegliche Klemmleisten, denn ein weiterer Vorteil der ET200S Module ist, dass die neuen Push-In Klemmen denselben Charakter wie Reihenklemmen aufweisen. Somit können die einzelnen Signalleitungen direkt angeschlossen werden.

Auch Fehler können dadurch schneller erkannt und behoben werden. Durch die in der Software integrierte Topologieansicht kann direkt identifiziert werden, welches Modul bei welcher Baugruppe einen Fehler oder eine Störung meldet.

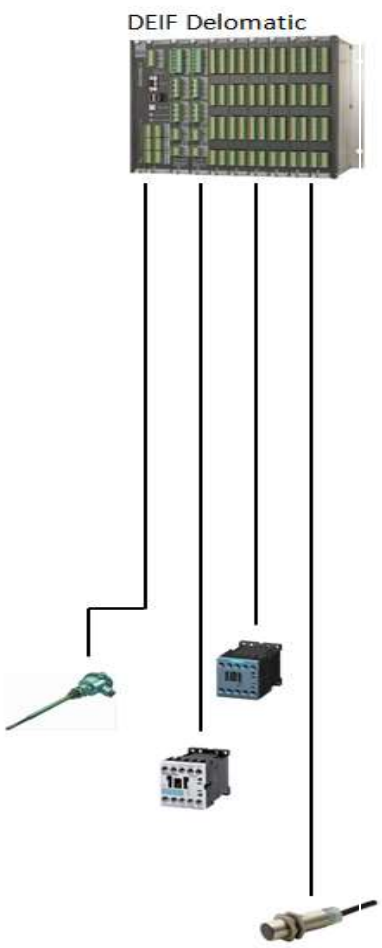


Abbildung 65: Topologie vorher

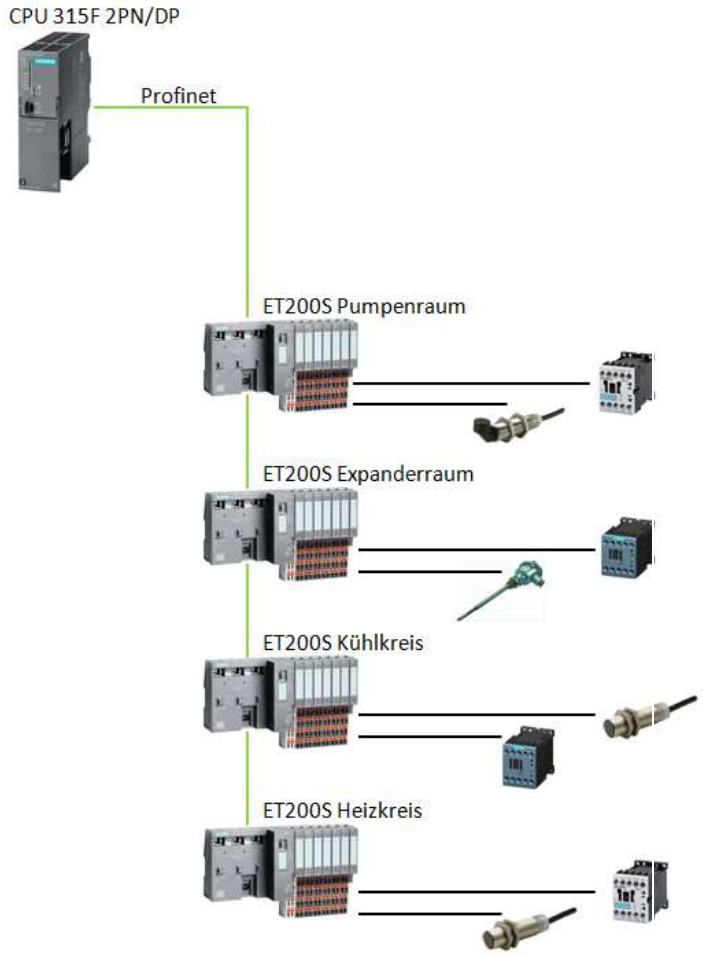


Abbildung 66: Topologie nachher

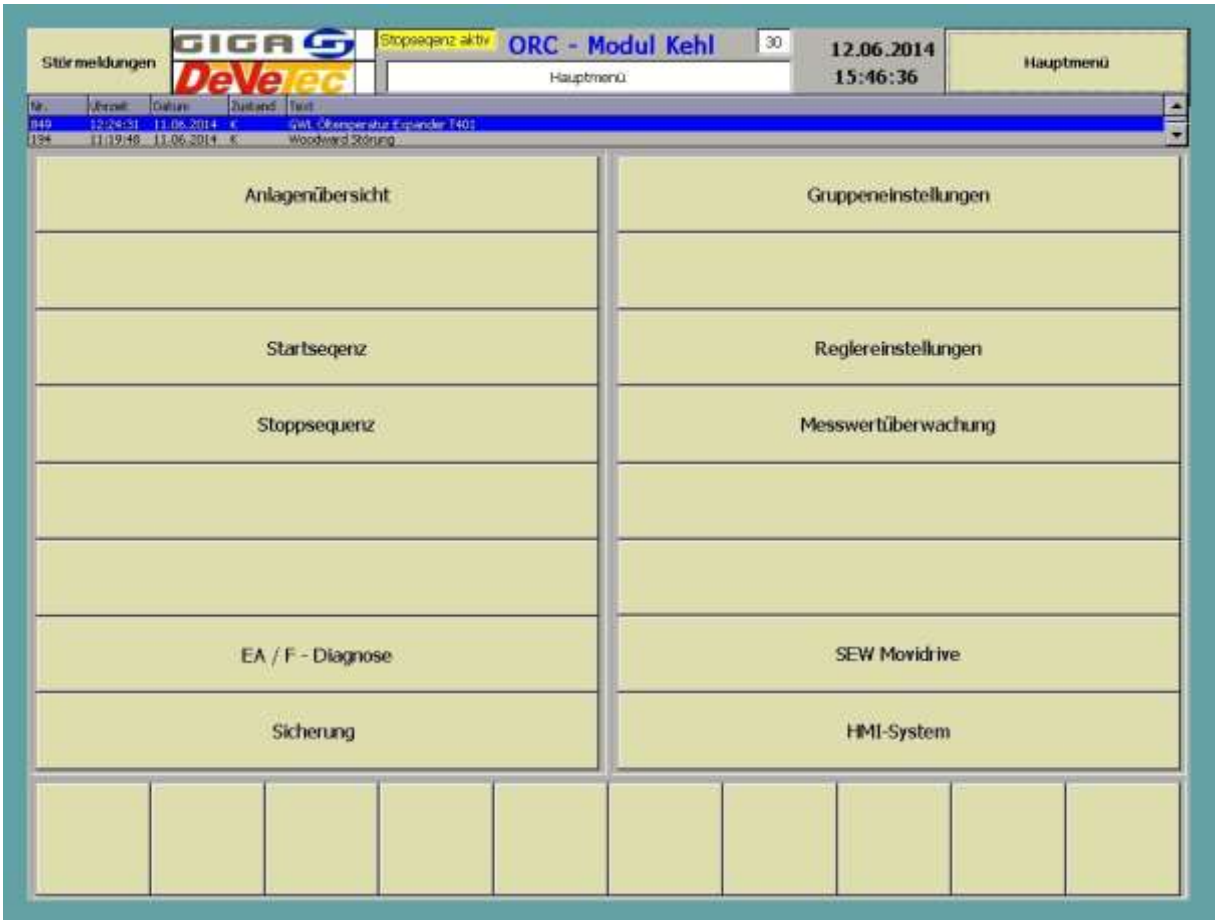
7.1.4 Levelkonzept

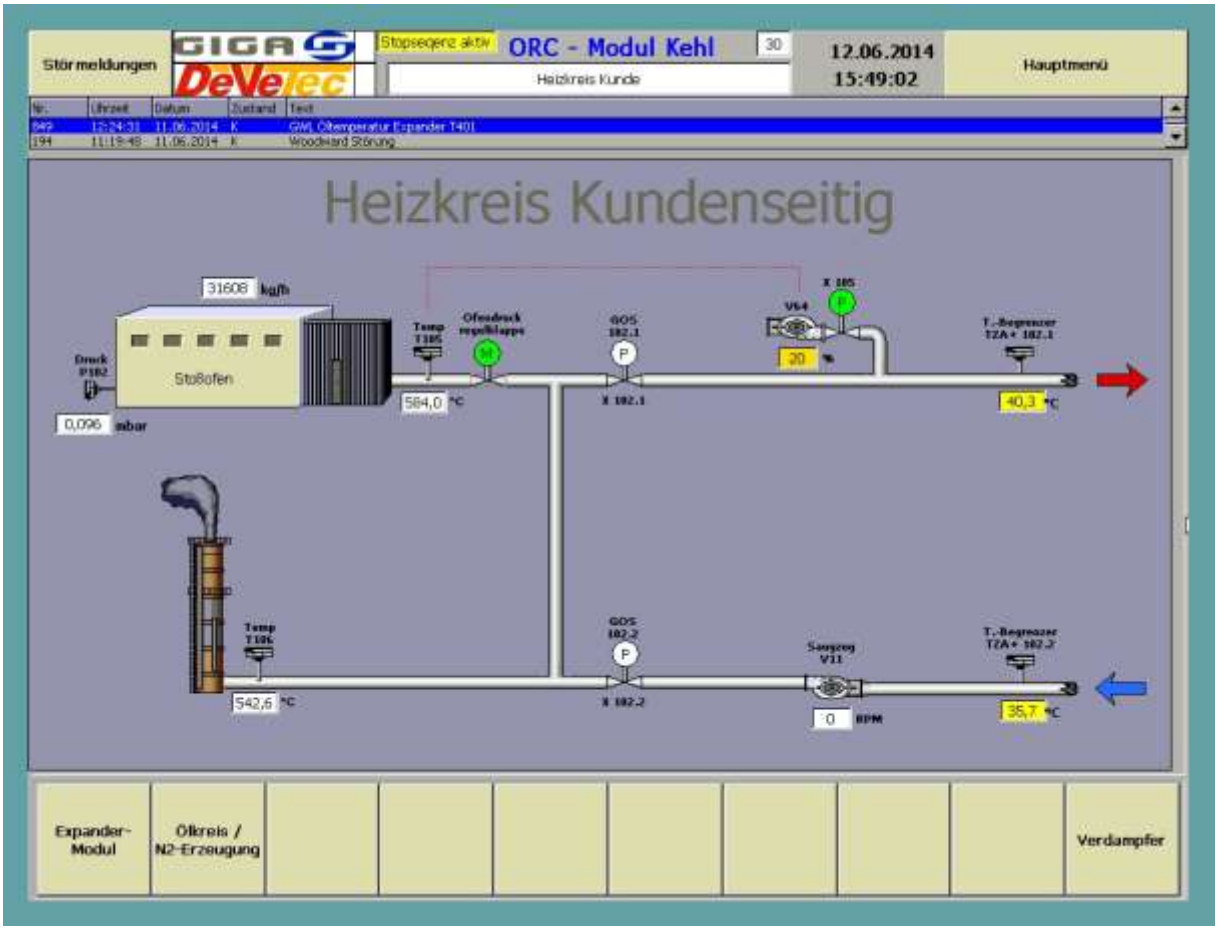
Der ganzen Prozesssteuerung ist das Levelkonzept überlagert. Die einzelnen Prozesse werden in verschiedene Betriebslevel unterteilt und nacheinander aufgerufen. Die Steuerung strebt immer danach, den Volllastbetrieb zu erreichen. Bei diesem Versuch orientiert sie sich an den einzelnen Betriebslevel.

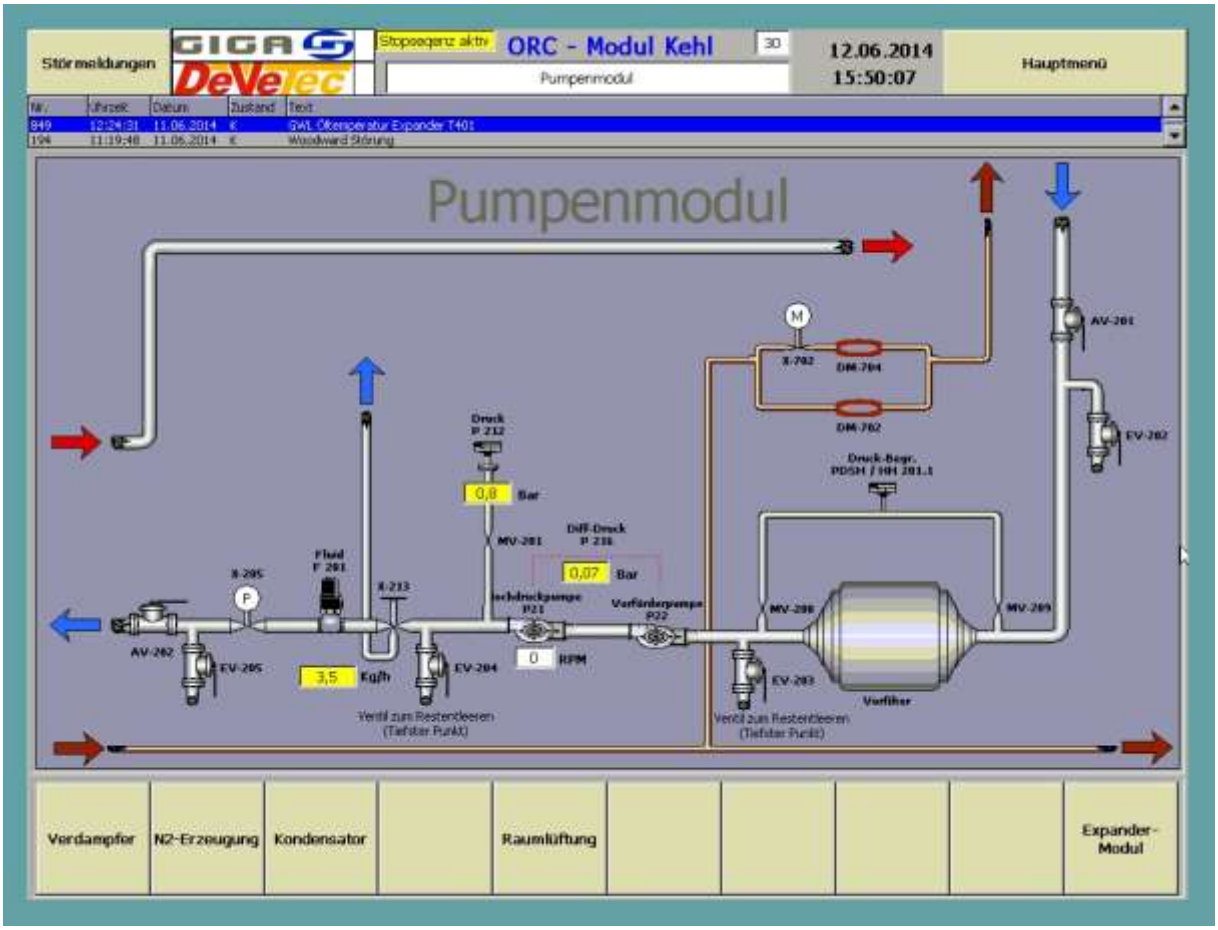
Ein niedriger Level reduziert die Betriebsmöglichkeiten stärker als ein höherer Level. Bei Level 9 ist der Betrieb am Netz mit voller Leistung zugelassen.

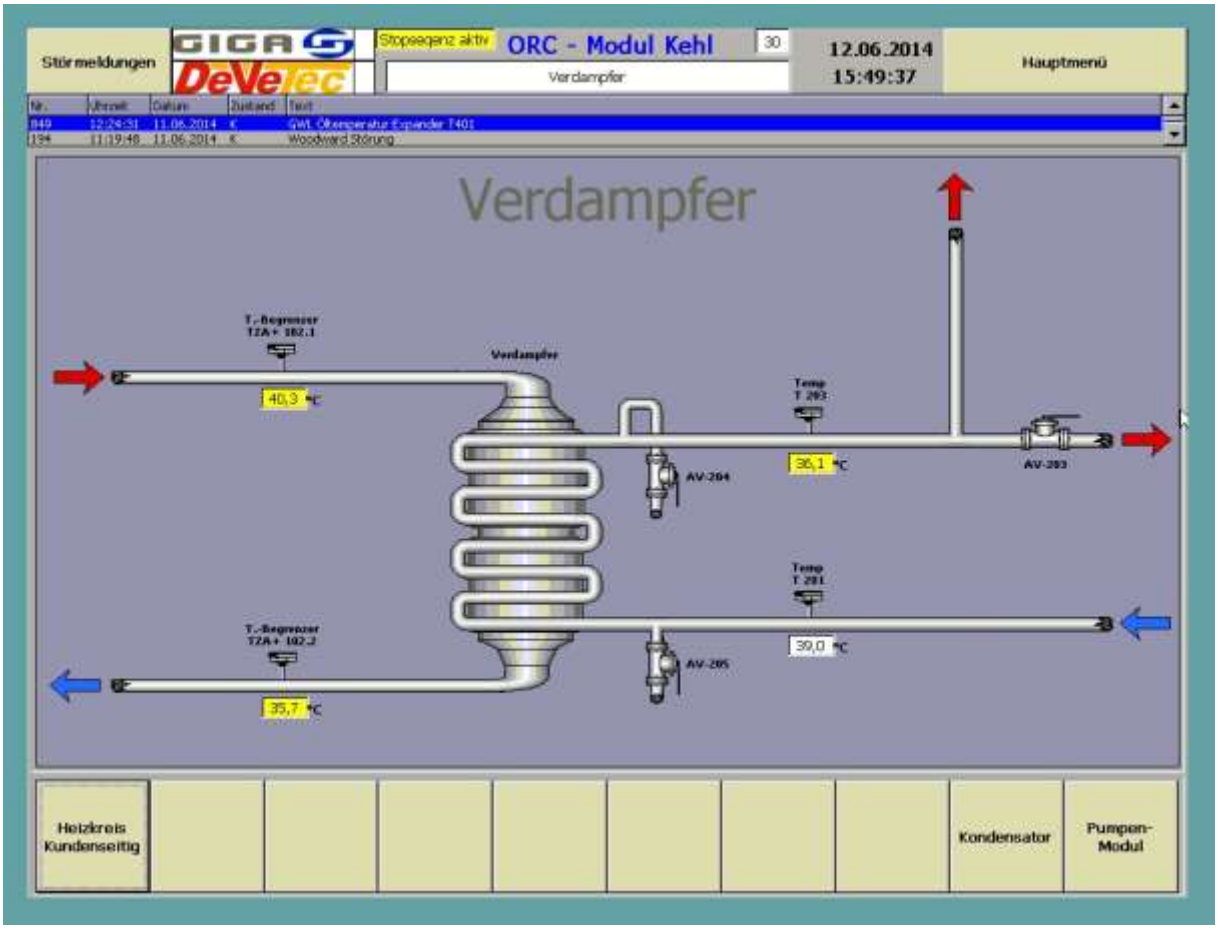
Wie eine Schrittkette werden die Level nacheinander abgearbeitet. Dabei müssen unterschiedliche Übergangsbedingungen erfüllt sein. Wird eine Bedingung nicht erfüllt, kann die Schrittkette nicht fortfahren und verharrt so lange in dem jeweiligen Level, bis die Bedingung erfüllt oder die Timeout-Zeit abgelaufen ist.

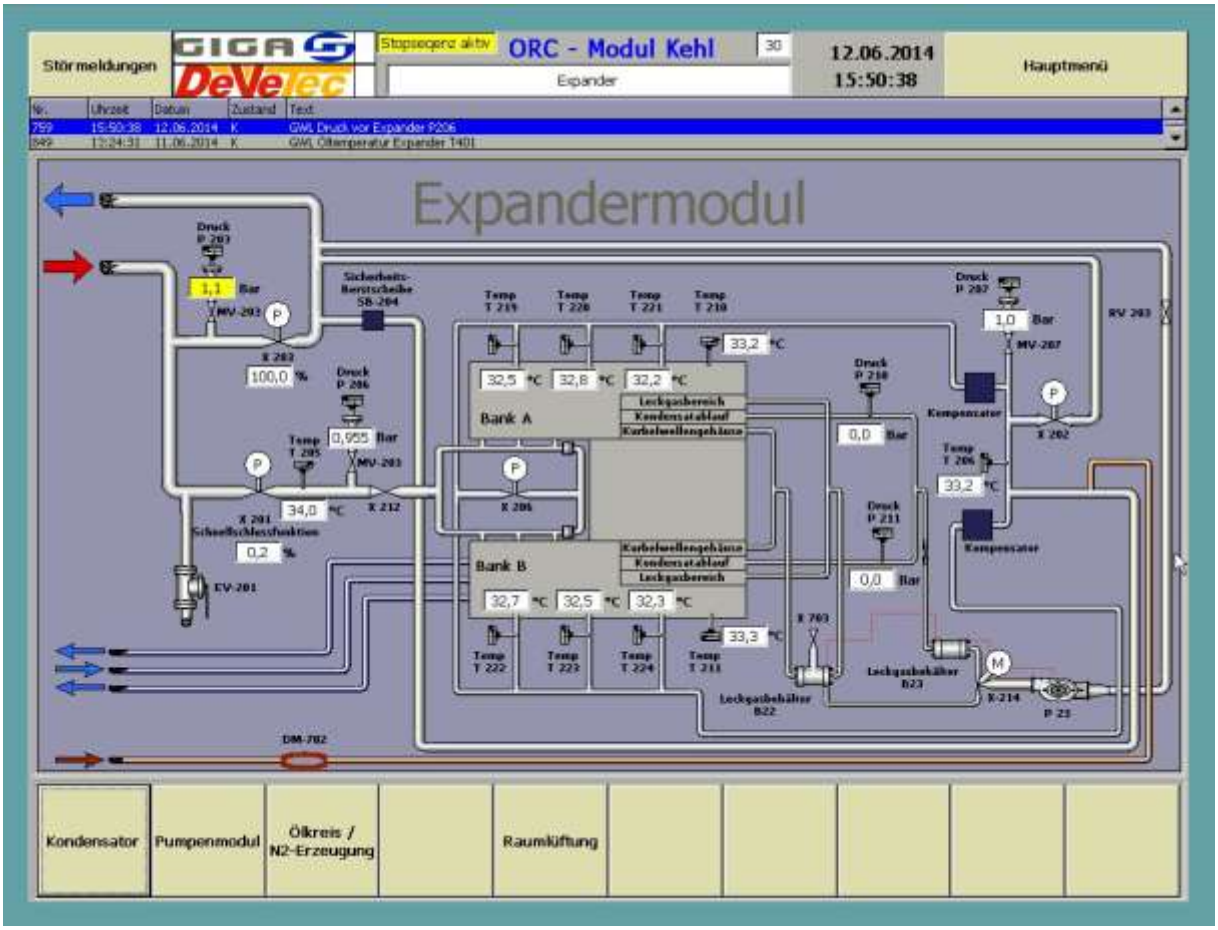
Wie die Betriebslevel und die Übergangsbedingungen es deuten lassen, ist die ORC-Anlage für den Betrieb ohne Beaufsichtigung vorgesehen und programmiert. Dabei werden nach dem Systemstart die Level 0 bis 10 durchlaufen. Durch den sehr trägen Prozess kann diese Prozedur jedoch bis zu zwei Stunden andauern. Danach geht die Anlage automatisch in den Netzparallelbetrieb über und speist so elektrische Energie ins Netz ein. Erst bei einem eintretenden Fehlerfall oder bei einer entsprechenden Störmeldung wird der Generatorleistungsschalter, welcher den Generator ans Netz schaltet, geöffnet und die Anlage kontrolliert abgefahren. Dabei wird noch unterschieden, ob eine Regelabstellung oder ein Schnellstopp erfolgt und auf welchen Level heruntergefahren wird.

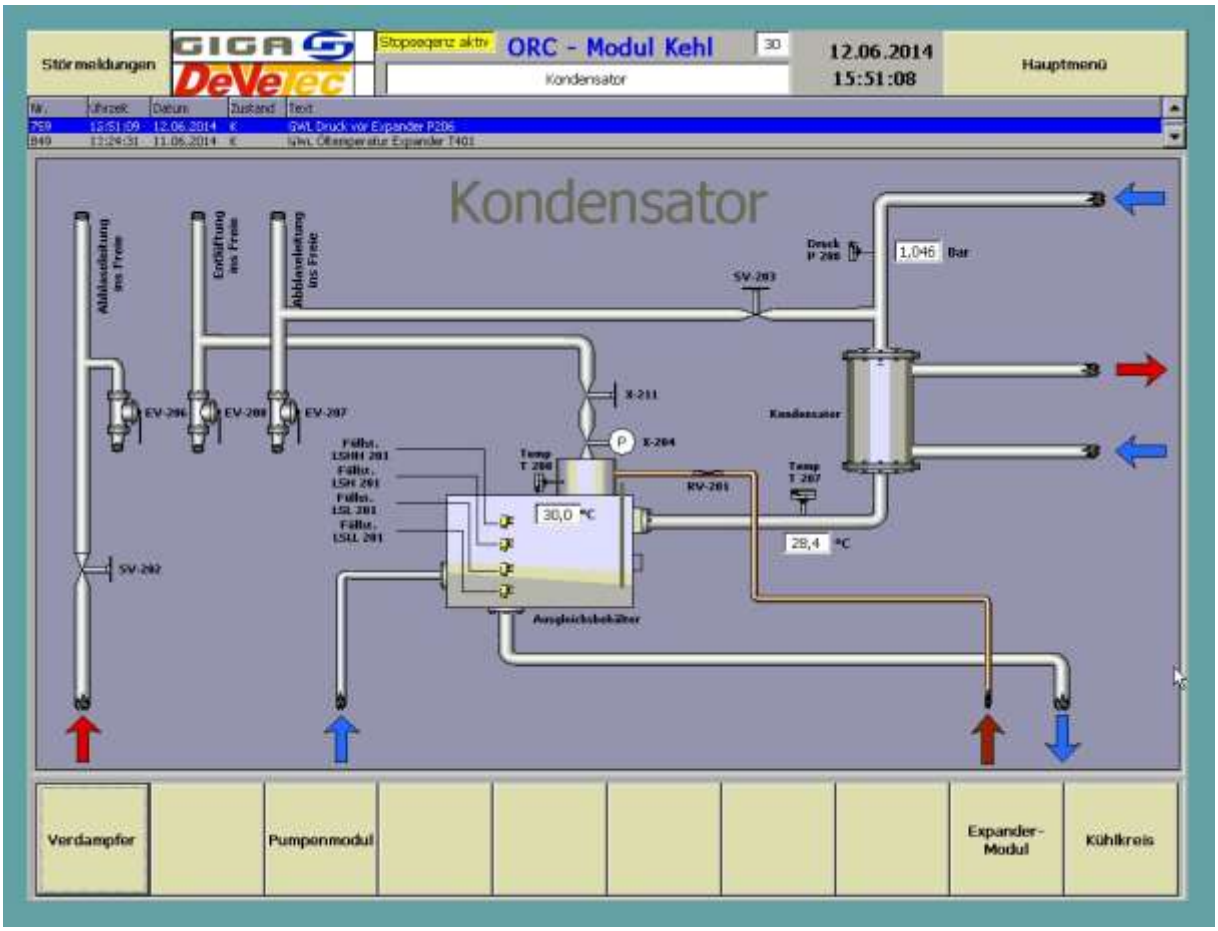

Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Hauptmenü
12.06.2014
15:46:36
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
849 12:24:31 11.06.2014 K GWL Öltemperatur Expander T401
194 11:19:48 11.06.2014 K Woodward Störung
Anlagenübersicht
Gruppeneinstellungen
Startsequenz
Reglereinstellungen
Stoppsequenz
Messwertüberwachung
EA / F - Diagnose
SEW Movidrive
Sicherung
HMI-System

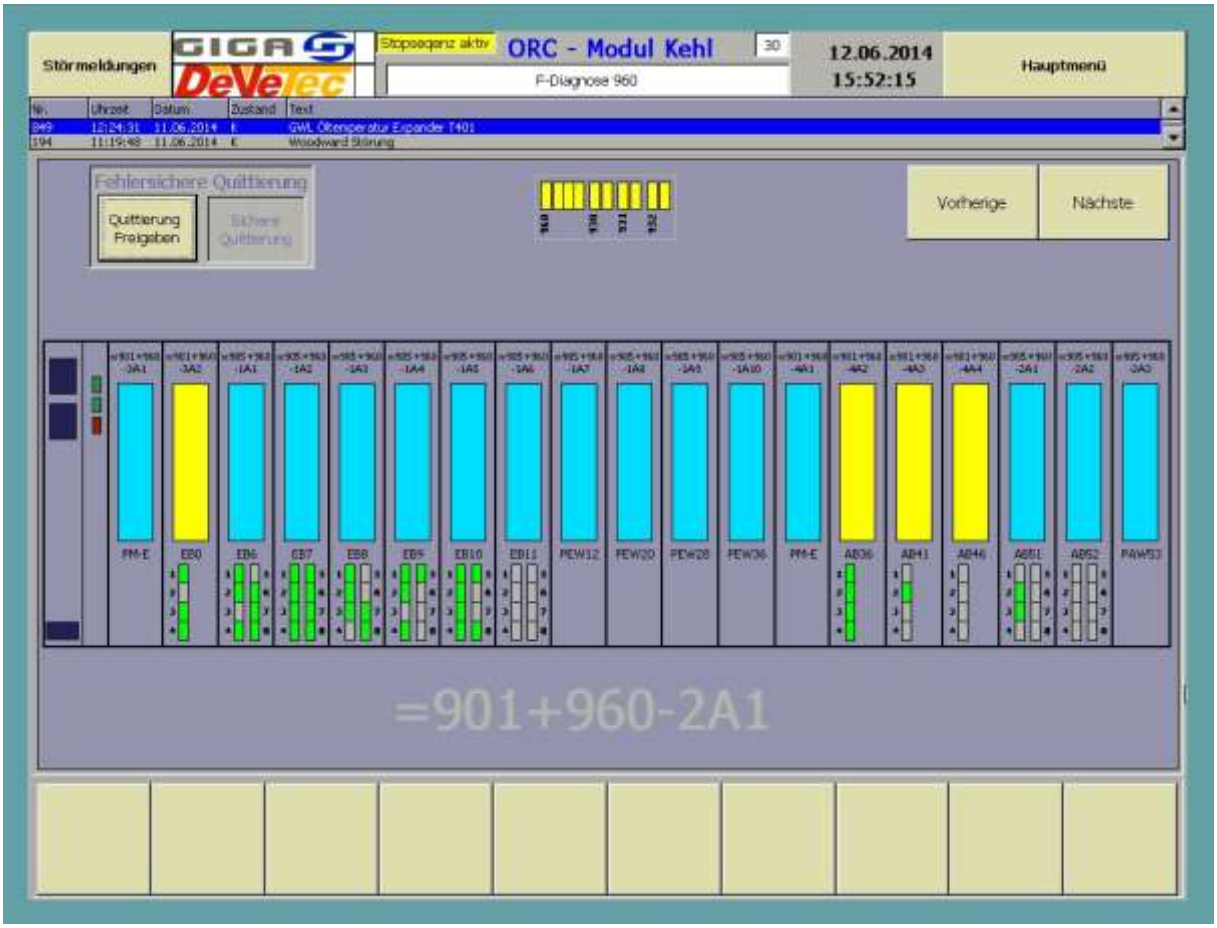

Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Heizkreis Kunde
12.06.2014
15:49:02
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
849 12:24:31 11.06.2014 K GWL Öltemperatur Expander T401
194 11:19:48 11.06.2014 K Woodward Störung
Heizkreis Kundenseitig
31608 kg/h
Stoßofen
Druck P102
0,096 mbar
Temp T105
584,0 °C
Ofendruck regelklappe
GDS 102.1
X 102.1
X 105
V64
20 %
T.-Regrezer TZA+ 102.1
40,3 °C
Temp T106
542,6 °C
GDS 102.2
X 102.2
Saugzug V11
0 RPM
T.-Regrezer TZA+ 102.2
35,7 °C
Expander-Modul
Ölkreis / N2-Erzeugung
Verdampfer

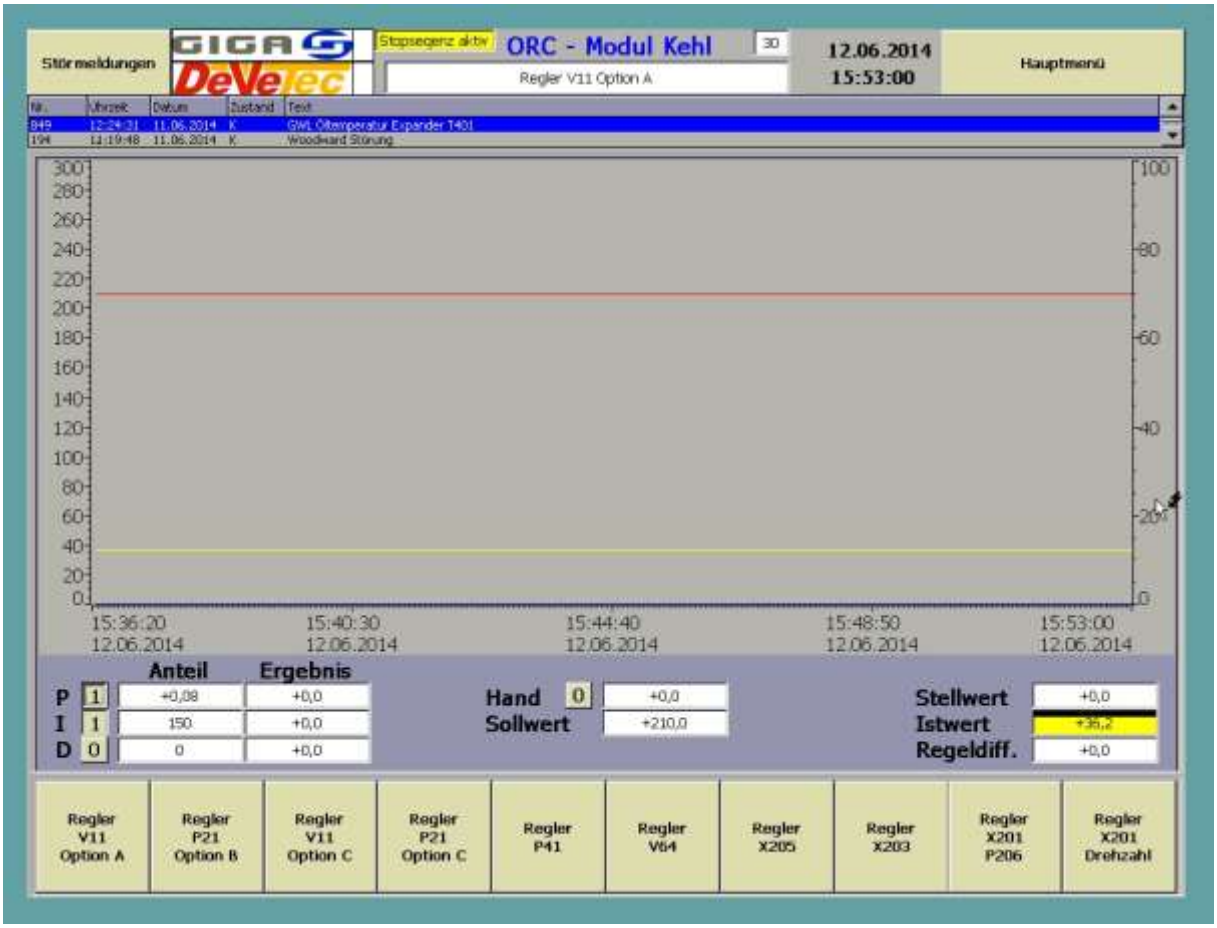

Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Pumpenmodul
12.06.2014
15:50:07
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
849 12:24:31 11.06.2014 K GWL Öltemperatur Expander T401
194 11:19:48 11.06.2014 K Woodward Störung
Pumpenmodul
Druck P 212
0,8 Bar
MV-201
Diff-Druck P 216
0,07 Bar
Fluid F 203
X-295
X-213
Hochdruckpumpe P21
Vorförderpumpe P22
MV-208
MV-209
AV-201
EV-202
X-702
DM-704
DM-702
Druck-Begr. PDSH / HH 201.1
AV-202
EV-205
3,5 Kg/h
EV-204
0 RPM
EV-203
Vorfilter
Ventil zum Restentleeren (Tiefster Punkt)
Ventil zum Restentleeren (Tiefster Punkt)
Verdampfer
N2-Erzeugung
Kondensator
Raumlüftung
Expander-Modul


Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Verdampfer
12.06.2014
15:49:37
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
849 12:24:31 11.06.2014 K GWL Öltemperatur Expander T401
194 11:19:48 11.06.2014 K Woodward Störung
Verdampfer
T.-Begrenzer TZA+ 102.1
40,3 °C
Verdampfer
Temp T 203
36,1 °C
AV-204
AV-203
Temp T 201
39,0 °C
AV-205
T.-Begrenzer TZA+ 102.2
35,7 °C
Heizkreis Kundenseitig
Kondensator
Pumpen-Modul


Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Expander
12.06.2014
15:50:38
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
759
15:50:38
12.06.2014
K
GWL Druck vor Expander P206
849
12:24:31
11.06.2014
K
GWL Öltemperatur Expander T401
Expandermodul
Druck P 203
1,1 Bar
MV-203
Sicherheits-Berstscheibe SB-204
Temp T 219
Temp T 220
Temp T 221
Temp T 210
33,2 °C
Druck P 207
1,0 Bar
MV-207
RV 203
X 203
100,0 %
Druck P 206
32,5 °C
32,8 °C
32,2 °C
Bank A
Leckgasbereich
Kondensatablauf
Kurbelwellengehäuse
Druck P 210
0,0 Bar
Kompensator
X 202
Temp T 205
0,955 Bar
MV-203
Temp T 206
33,2 °C
34,0 °C
X 212
X 201
Schnellschlussfunktion
0,2 %
Bank B
Kurbelwellengehäuse
Kondensatablauf
Leckgasbereich
Druck P 211
0,0 Bar
Kompensator
EV-201
32,7 °C
32,5 °C
32,3 °C
33,3 °C
X 703
Temp T 222
Temp T 223
Temp T 224
Temp T 211
Leckgasbehälter B22
Leckgasbehälter B23
X 214
P 23
DM-702
Kondensator
Pumpenmodul
Ölkreis / N2-Erzeugung
Raumlüftung


Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Kondensator
12.06.2014
15:51:08
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
759
15:51:09
12.06.2014
K
GWL Druck vor Expander P206
849
12:24:31
11.06.2014
K
GWL Öltemperatur Expander T401
Kondensator
Ablaufleitung ins Freie
Entlüftung ins Freie
Ablaufleitung ins Freie
Druck P 208
1,046 Bar
SV-203
EV-206
EV-208
EV-207
X-211
Kondensator
X-204
Füllst. LSHH 201
Füllst. LSH 201
Füllst. LSL 201
Füllst. LSLL 201
Temp T 208
RV-201
Temp T 207
30,0 °C
28,4 °C
SV-202
Ausgleichsbehälter
Verdampfer
Pumpenmodul
Expander-Modul
Kühlkreis


Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
F-Diagnose 960
12.06.2014
15:52:15
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
849 12:24:31 11.06.2014 K GWL Öltemperatur Expander T401
194 11:19:48 11.06.2014 K Woodward Störung
Fehlersichere Quittierung
Quittierung Freigeben
Sichere Quittierung
Vorherige
Nächste
PM-E
EB0
EB6
EB7
EB8
EB9
EB10
EB11
PEW12
PEW20
PEW28
PEW36
PM-E
AB36
AB41
AB46
AB51
AB52
PAW53
=901+960-2A1


Störmeldungen
GIGA
DeVeTec
Stopsequenz aktiv
ORC - Modul Kehl
30
Regler V11 Option A
12.06.2014
15:53:00
Hauptmenü
Nr.
Uhrzeit
Datum
Zustand
Text
849 12:24:31 11.06.2014 K GWL Öltemperatur Expander T401
194 11:19:48 11.06.2014 K Woodward Störung
300
280
260
240
220
200
180
160
140
120
100
80
60
40
20
0
100
80
60
40
20
0
15:36:20 12.06.2014
15:40:30 12.06.2014
15:44:40 12.06.2014
15:48:50 12.06.2014
15:53:00 12.06.2014
Anteil
Ergebnis
P 1 +0,08 +0,0
I 1 150 +0,0
D 0 0 +0,0
Hand 0 +0,0
Sollwert +210,0
Stellwert +0,0
Istwert +36,2
Regeldiff. +0,0
Regler V11 Option A
Regler P21 Option B
Regler V11 Option C
Regler P21 Option C
Regler P41
Regler V64
Regler X205
Regler X203
Regler X201 P206
Regler X201 Drehzahl

7.2 Noise-Vibration-Guard/Schadensfrüherkennung

7.2.1 Vorbemerkung

Der Motor stellt die Komponente mit dem höchsten Risiko dar. Somit können mögliche Ausfälle und dadurch resultierende Schäden nicht ausgeschlossen werden. Besonders im hochdynamisch beanspruchten Teil der Maschine, der Kolben-Zylinderpaarung und der Gaswechselsteuerung können leichte Schäden (z. B. Federbruch) unter Umständen zu kapitalen Motorschäden führen. Um kapitale Schäden zu vermeiden, ist es daher sinnvoll, die Maschine auf leichte Schäden zu überwachen und gezielt abzustellen (Schadensfrüherkennung). Insbesondere sind hier Schäden, die nicht unmittelbar mit der abgegebenen Leistung zusammenhängen schwierig zu erkennen. Eine Möglichkeit bietet sich in der akustischen Überwachung der Maschine. Hierzu zählt insbesondere die Körperschallanalyse, weil jede Bewegung eine Schwingung verursacht.

Die am freien Markt angebotenen Systeme der Firmen Bruel und Kjaer, Deif GET, Redant und Reilhofer zeigten sich für unser System als nicht zuverlässig und in der Regel nicht wirtschaftlich für einen dauerhaften Einsatz. Da die Maschinen nicht ohne Überwachung in den Betrieb ohne Beaufsichtigung überführt werden sollten, wurde entschlossen, ein eigenes System zu entwickeln, das allen Anforderungen genügt.

7.2.2 Voruntersuchungen am Standort Worms

7.2.2.1 Übersicht

Da am Standort Worms der Motor als Erstes ohne Beaufsichtigung laufen sollte, wurde dieser Motor als Grundlage für die Untersuchungen und für die Entwicklung der Motorüberwachung per Körperschall gewählt. Der Motor wurde mit unterschiedlichen, z. T. hochsensiblen Beschleunigungssensoren ausgestattet. Die Messdaten wurden ungefiltert und mit hoher Abtastrate abgespeichert, um möglichst viele Daten und Informationen zu erhalten. Für die Entwicklung wurde in der Voruntersuchung nur der Zylinder A1 untersucht, da eine Untersuchung für alle Zylinder den messtechnischen Rahmen gesprengt hätte.

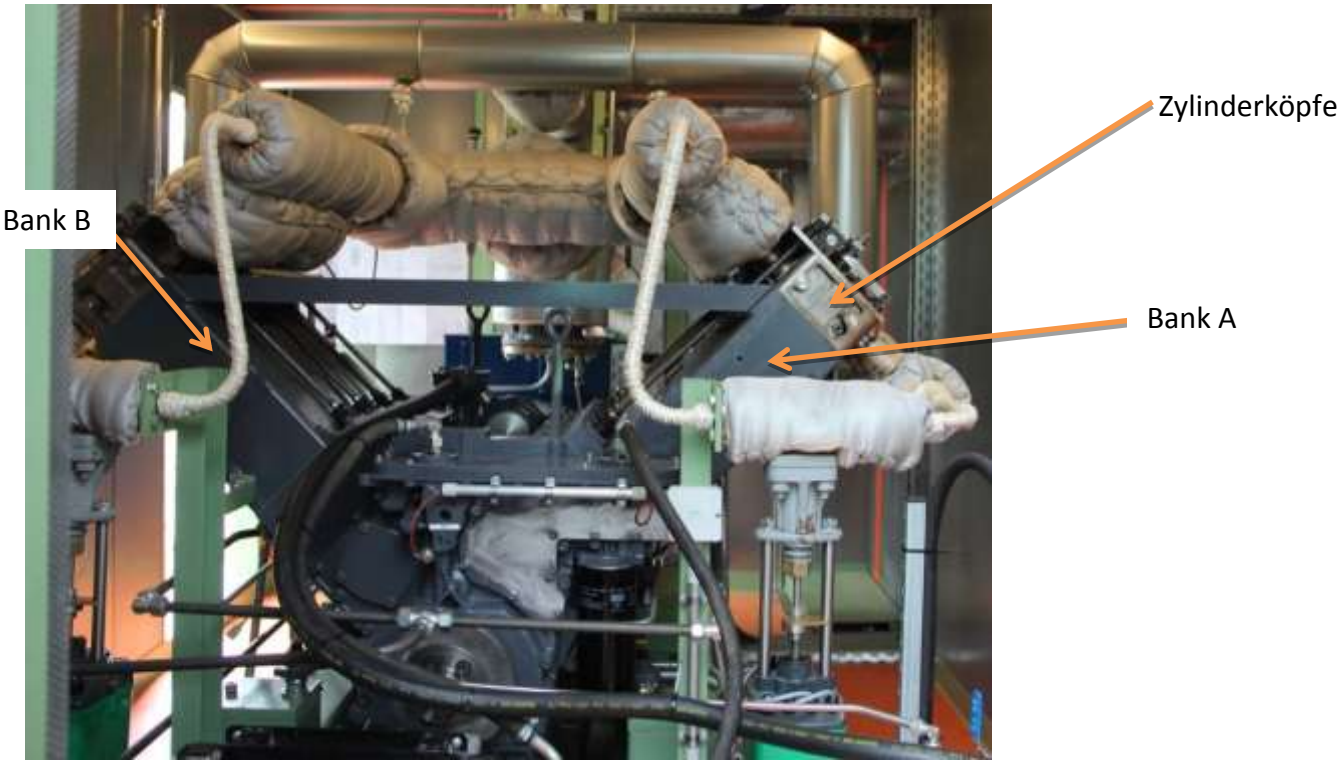


Abbildung 67: V8-Motor mit durchgängigen Bänken (A und B) [DeVeTec]

- Einzelne Zylinderköpfe A1 – A4 und B1 bis B4 (Nr. 1 Richtung Schwungradseite (Generator)
- OT-Folge V8: A1/B3=0°;A3/B4=90°;A4/B2 = 180°;A2/B1=270°
- Drehzahl = 750 1/min (Synchrongenerator)

7.2.2.1.1 Verwendete Sensoren und Positionen

- Triax-Sensoren 3 Stück (Nr. 1-3): Fa. PCB; Modelnr. HT356B21
- Uniax-Sensor: 1 Stück (Nr.4): Fa. Bosch, Modelnr. 0.261.231.019
- Einachssensor-Sensor: 1 Stück (Nr.5): Hansford
- Einachssensor: 1 Stück (Nr.6): Fa. PCB, Modelnr.320C03
- Ref-Trigger: Fa. Noris, Modelnr. FAJ11: +24V high 0 V low: Fallende Flanke (high → low) = 9 Grad vor A1 OT!
- Pickup: Fa. Noris, Modelnr: FAJ11: +24V high 0 V low. 168 Zähne
- 0-10 V oder 0-20 mA für aktuelle Leistung
- 0-10 V oder 0-20 mA für aktuelle Öltemperatur

7.2.2.1.2 Positionen

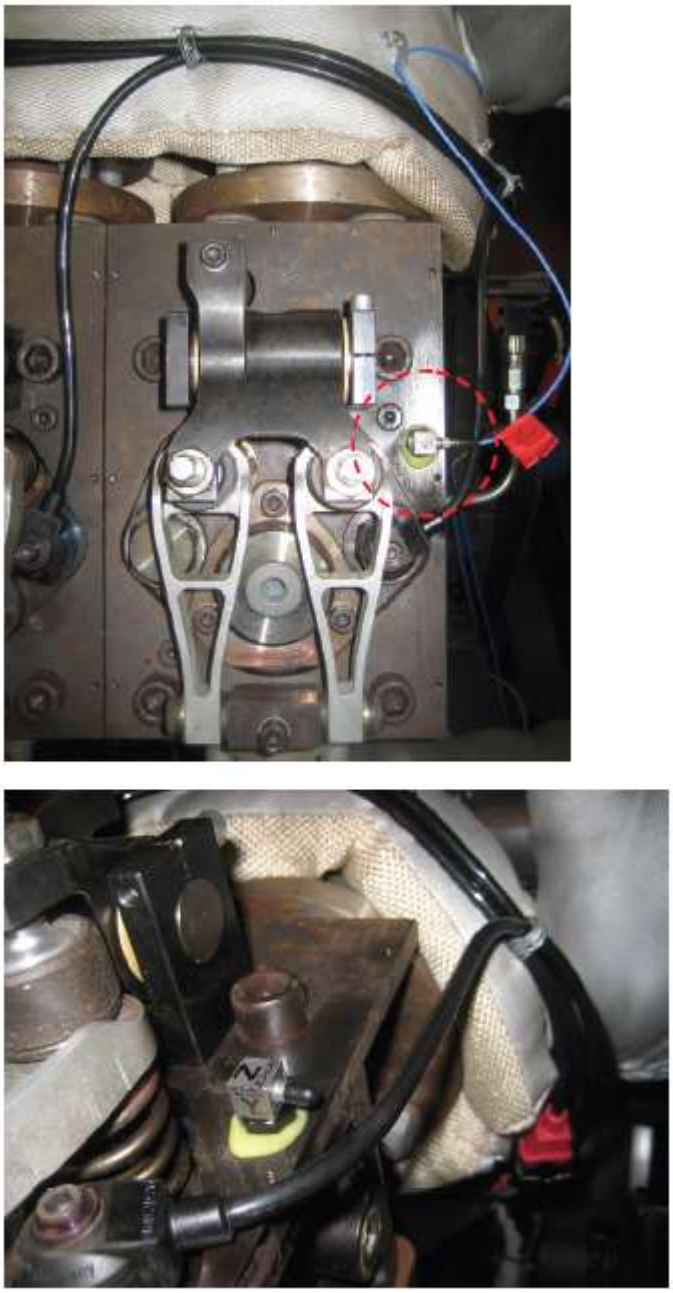


Abbildung 68: Triax-Sensor Kopf A1 „A1_PCB_1“: 10 mV/g [DeVeTec]

Abbildung 69: Triax-Sensor Mitte Bank A: „BA_PCB_2“: 10 mV/g [DeVeTec]

Abbildung 70: Triax-Sensor Motorblock: “M PCB 3“: 10 mV/g [DeVeTec]

Abbildung 71: Einachssensor Bosch A1: „A1_Bosch_4“ :5 mV/g (wegen Kabellänge!) [DeVeTec]

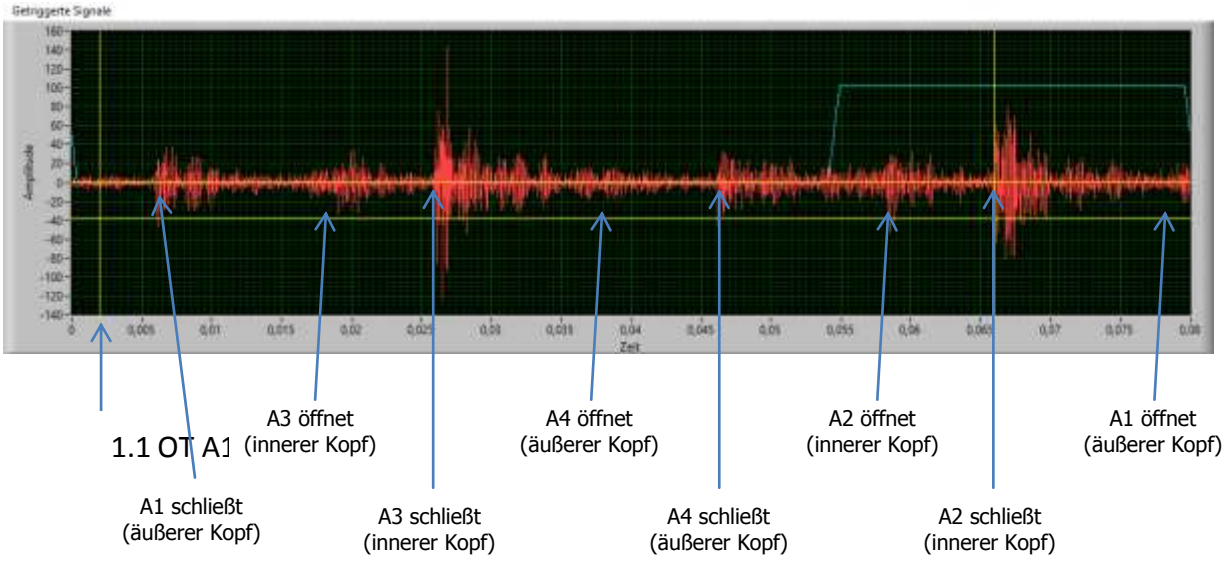
Abbildung 72: Einachssensor Hansford Bank A: „BA_Hansford_5“: 10 mV/g [DeVeTec]

Abbildung 73: Einachssensor PCB Bank B: „BB_PCB_6“: 10 mV/g [DeVeTec]

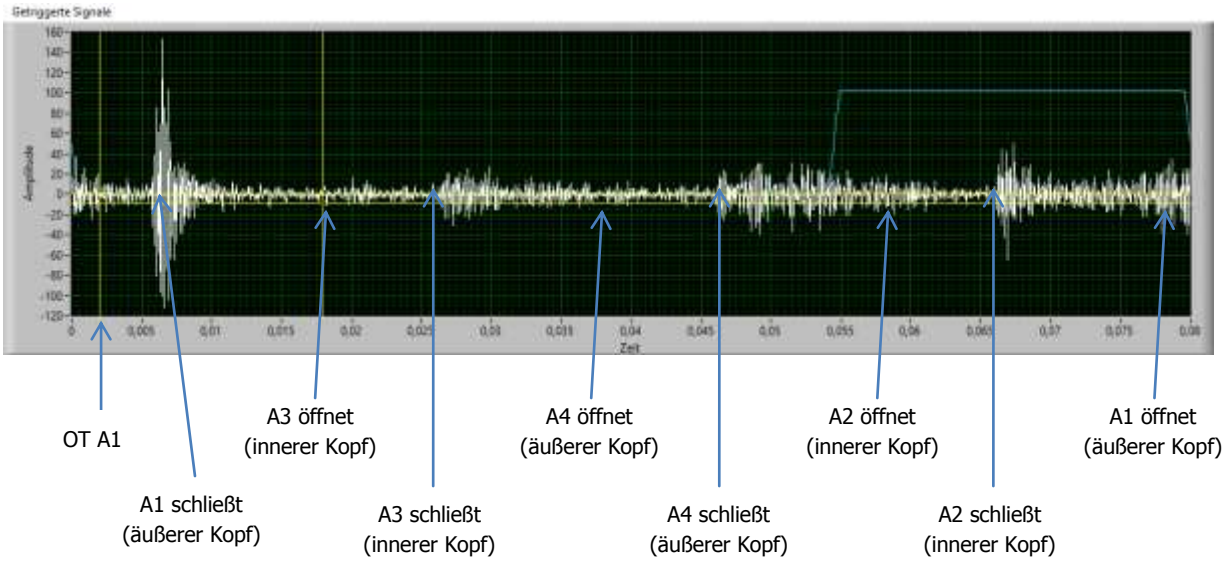
7.2.2.2 Erste Messergebnisse

Die ersten Messergebnisse sind auffällig klar und die Events sind gut erkennbar. Im Einzelnen:

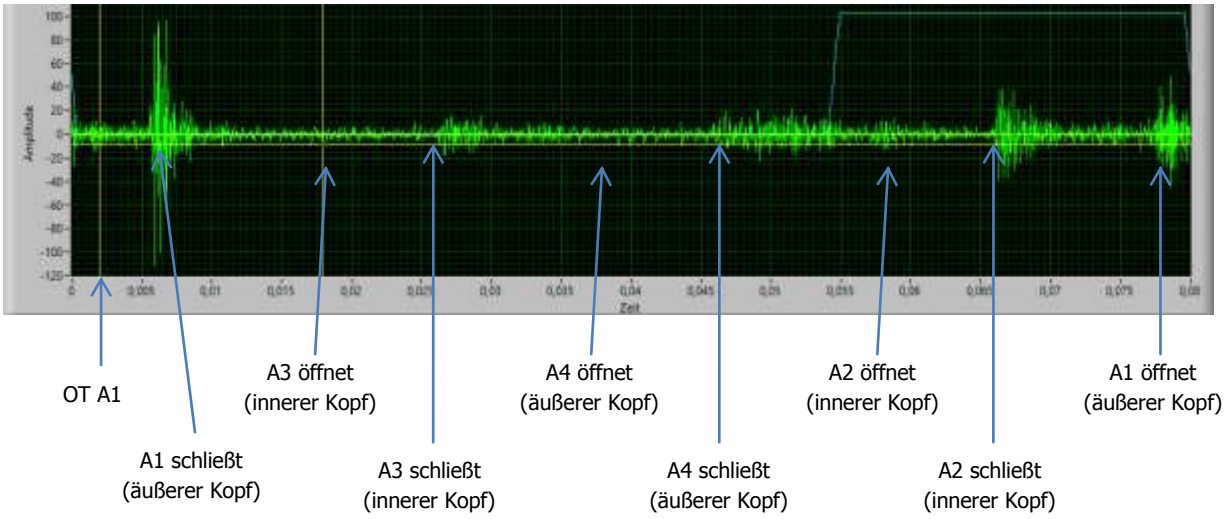
Sensor Bank A (PCB):



Sensor Kopf A1 (PCB)



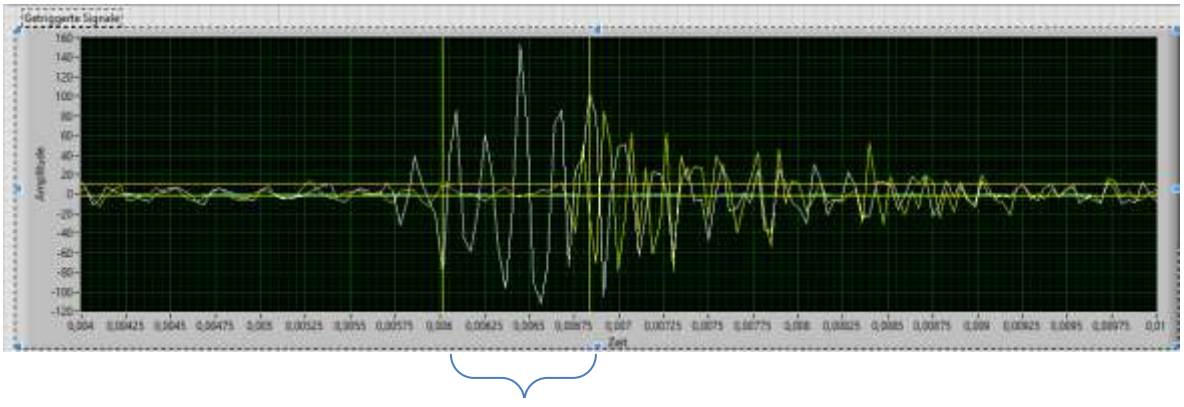
Sensor A1 (Bosch)



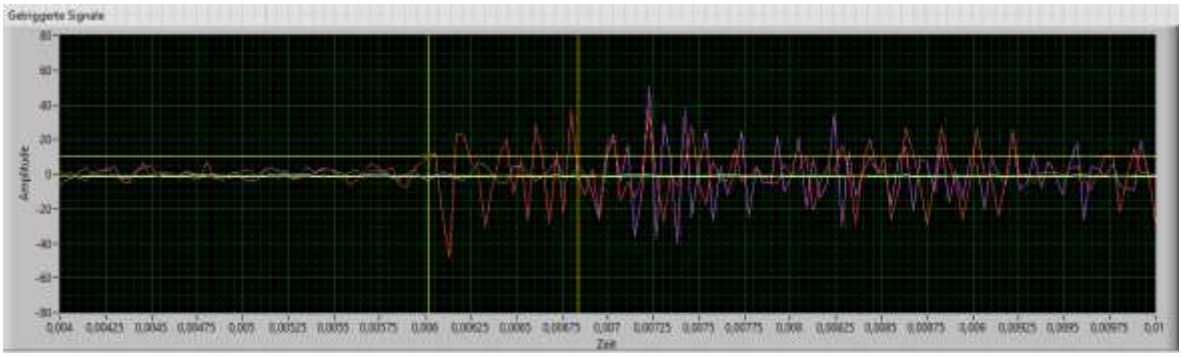
7.2.2.2.1 Auswertung / Grundlage für Entwicklung

- Die „Ventil Schließen-Events“ sind auf allen Sensoren und Positionen gut erkennbar
- Die „Ventil Öffnen-Events“ sind an der Bank kaum unterscheidbar
- A1 öffnet ist bei Bosch deutlicher zu erkennen als am PCB (vermutlicher Grund: Sensor noch näher am Ventil (Totvolumen) als PCB)
- Am A1 ist das „Ventil Schließen-Event“ von A2 deutlich messbar, sogar A3 und A4, aufgrund der Entfernung ist die Amplitude aber deutlich abnehmend
- → Entfernung zum Sensor spielt eine große Rolle, siehe Sensor Bank A
- → „Billiger“ Bosch-Sensor liefert auch sehr gute Messwerte. Trotz sehr langer Leitungslänge und ohne Messverstärker

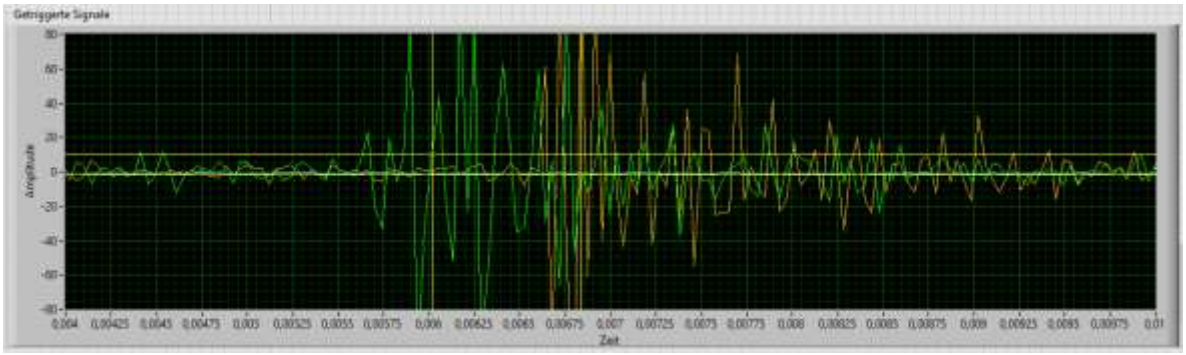
Vergleich Motor mit normalem und „defektem“ Einlassventil (simuliert mit 2,5 mm mehr Hub)



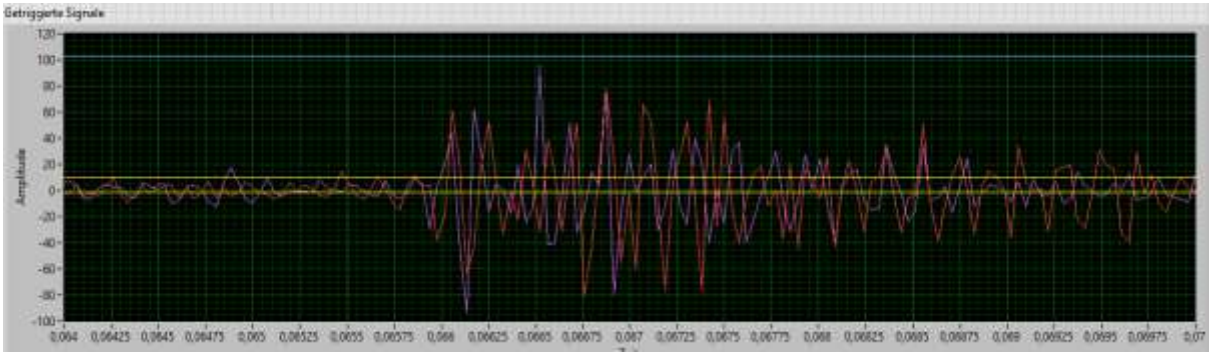
Weiß: normaler Hub und gelb erhöhter Hub, beides am PCB Sensor A1 gemessen.



Hier Sensor Bank (PCB) in rot normaler Hub, lila erhöhter Hub



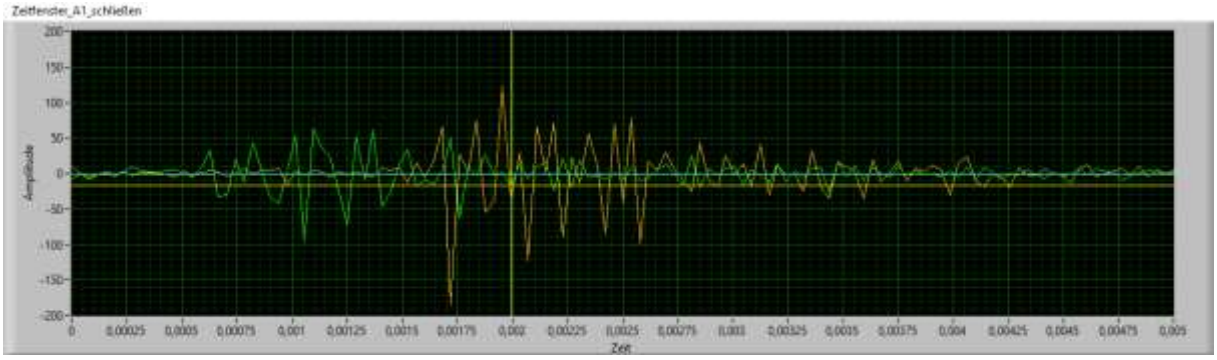
Hier Bosch-Sensor A1 in grün normaler Hub, gelb erhöhter Hub



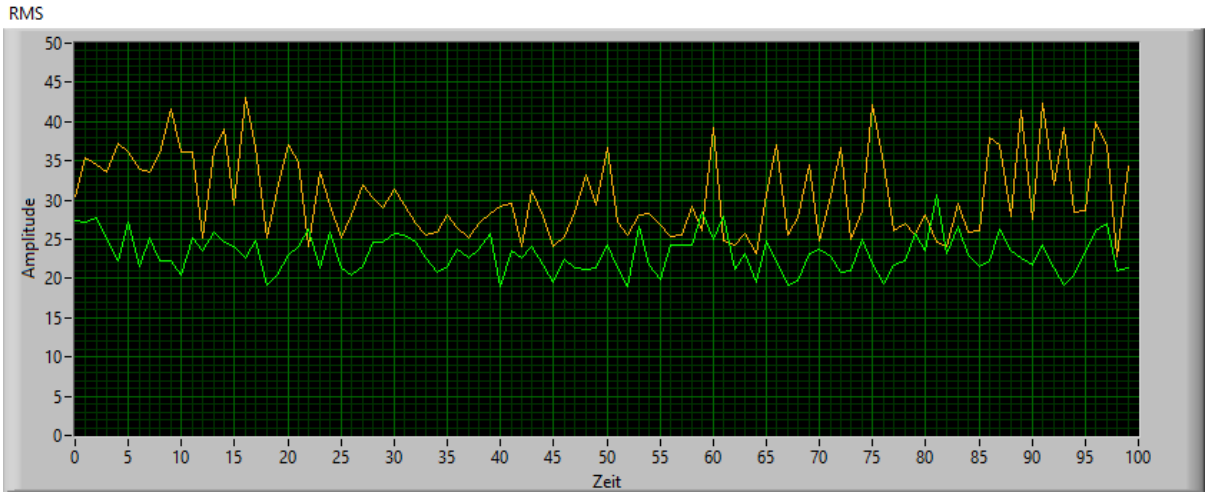
Als Kontrolle: A2 liegt bei beiden Messungen zeitgleich!

- An allen Sensoren ist der zeitliche Verzug an A1 deutlich messbar, an den Amplituden lässt sich nur wenig, bis gar nichts ableiten. → Nähere Untersuchungen mit fließenden Daten notwendig

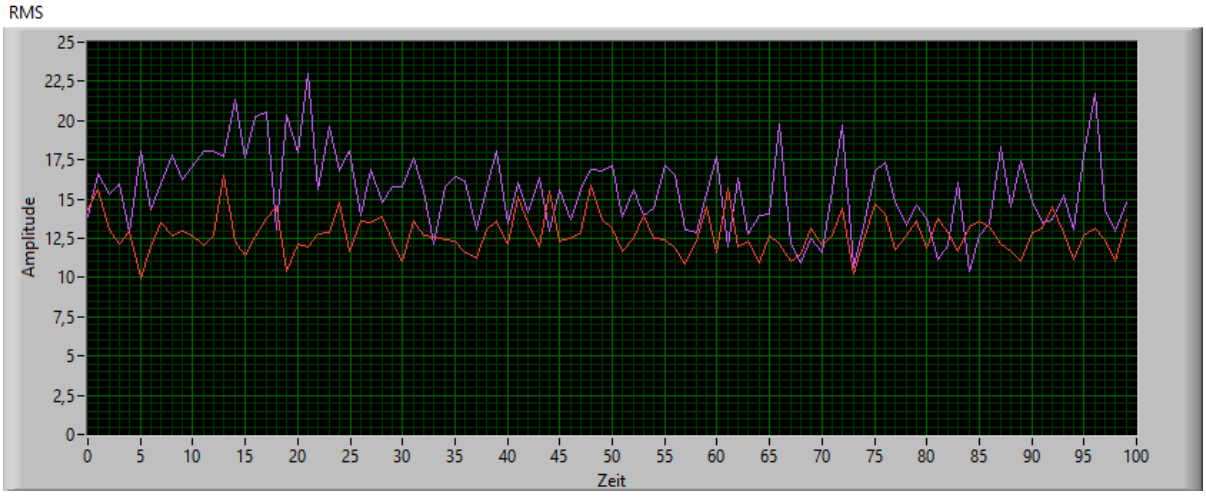
Dynamische Untersuchung: Fensterbildung nach OT. Ruhe vor und nach Event.



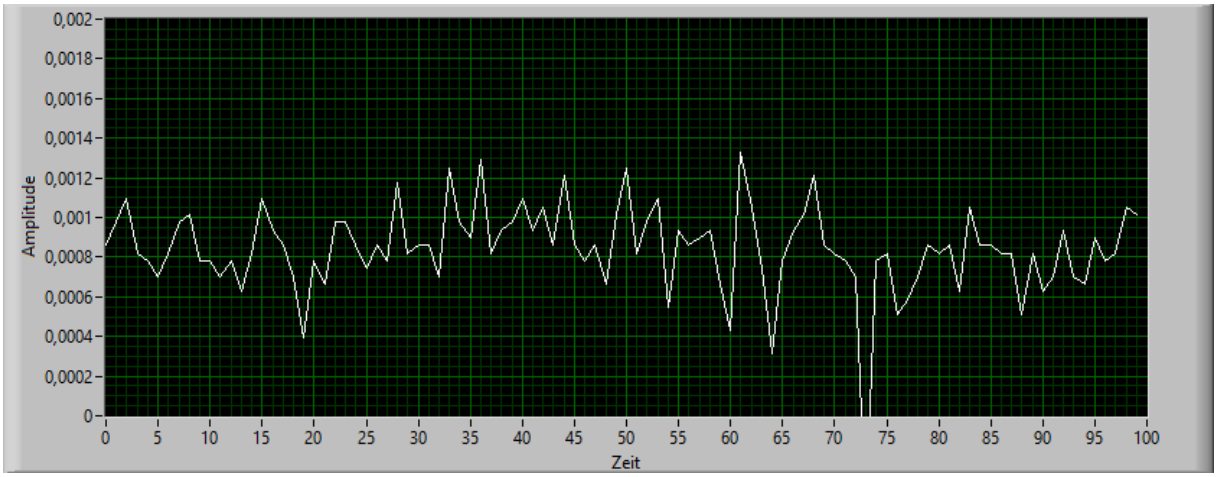
Grün (Bosch-Sensor A1): Normaler Hub, Gelb (Bosch-Sensor A1) erhöhter Hub



Auswertung am Bosch-Sensor: 100 unterschiedliche Umdrehungen: → RMS-Wert von längerem Hub höher als normaler Hub

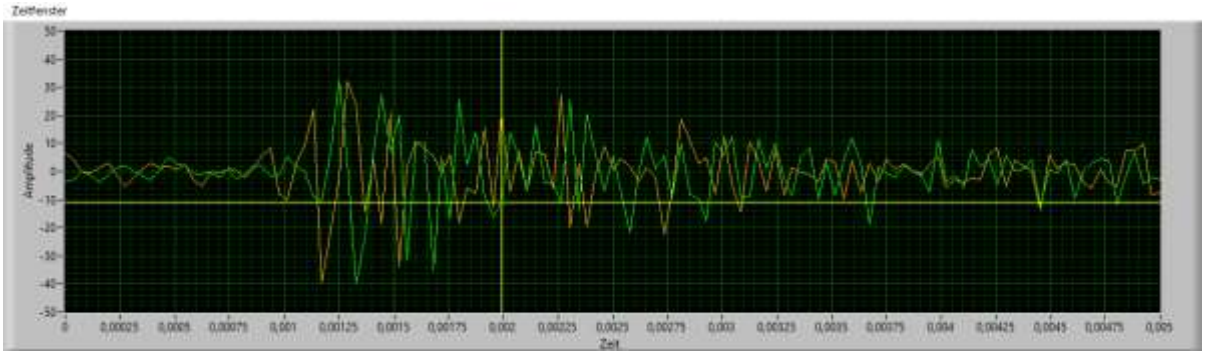


Auswertung an der Bank (rot: normaler Hub; lila: erhöhter Hub): Unterschied im RMS-Wert nicht so deutlich, aber erkennbar → längere Untersuchungen erforderlich

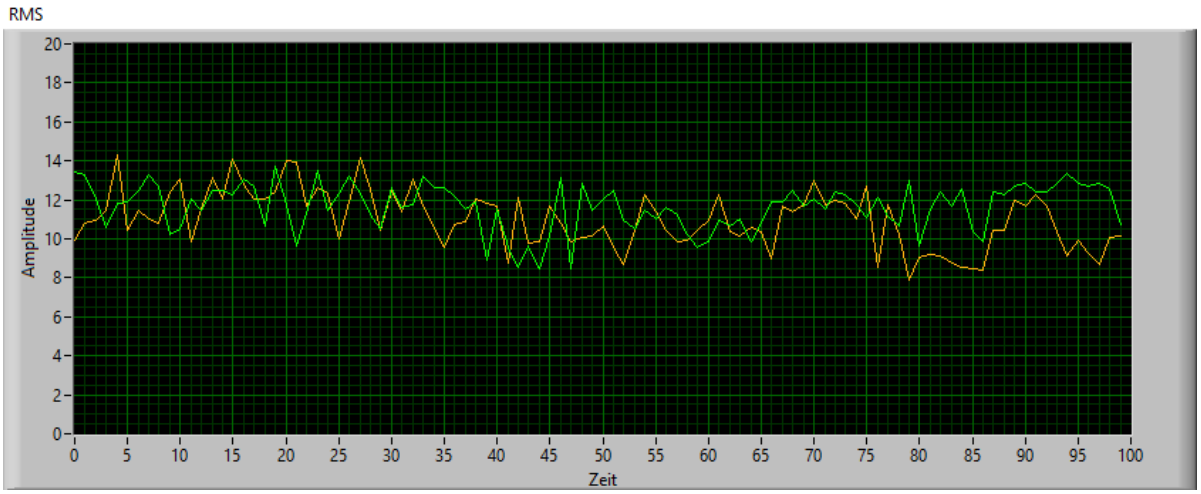


Verzug des Ventilaufsatzpunktes ggü. normalem Hub: Deutlicher Versatz erkennbar → Ansatz für Überwachung

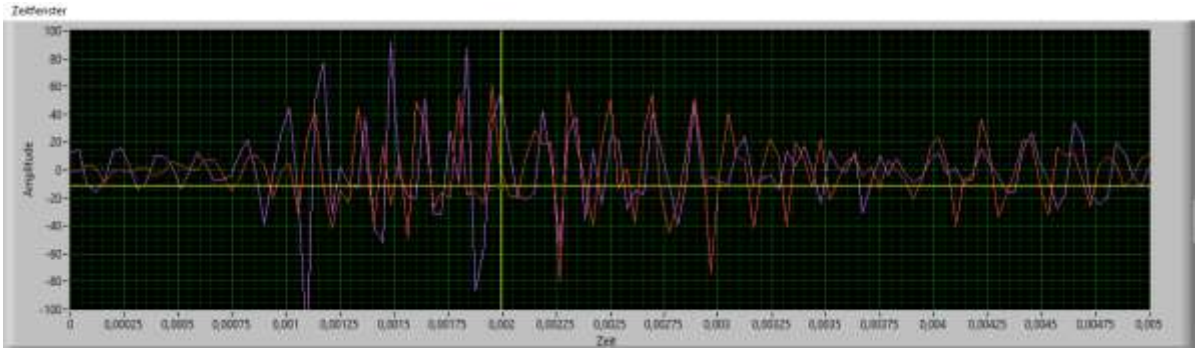
Als Vergleich: Überwachung von A2:



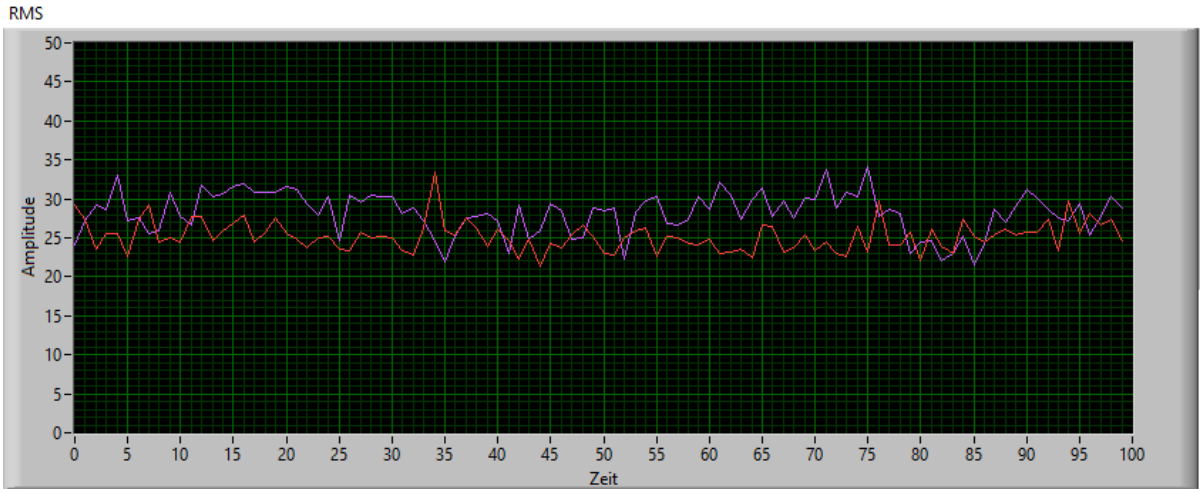
Grün: Bosch-Sensor A1 1. Messtag; Gelb: Bosch-Sensor A1: 2. Messtag: → Zeitgleich



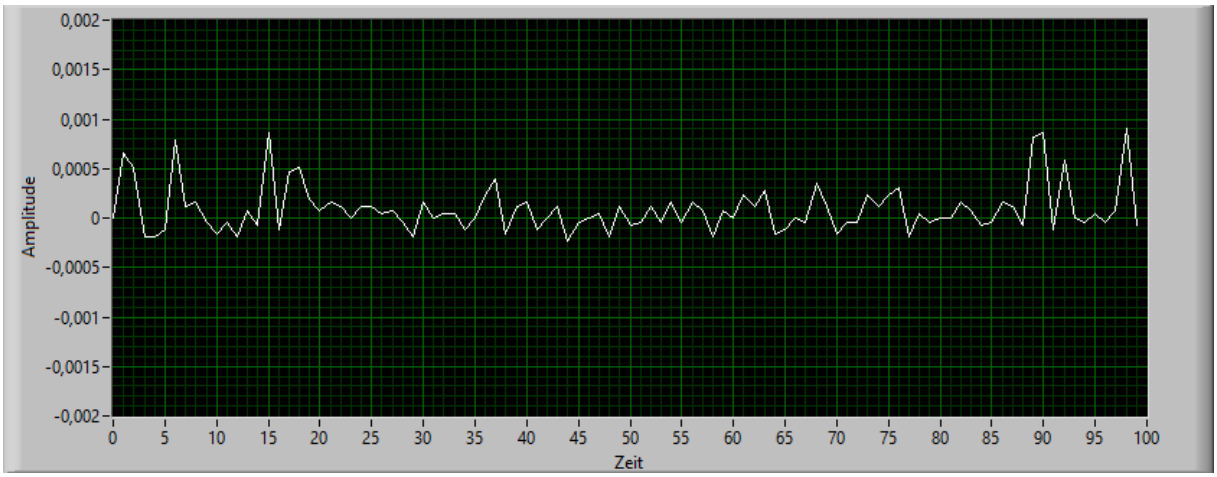
RMS-Werte ohne nennenswerte Unterschiede



Überwachung mit Sensor Bank A: Zeitgleich



RMS-Werte an Bank A ohne deutlichen Unterschied: rot: 1. Messung lila 2. Messung



Unterschied zu Ventilaufsetzzeitpunkt Messreihe 2 - Messreihe 1 unter 0,09 ms (quasi 0) und damit gleich.

7.2.3 Softwareentwicklung

Aufgrund der guten Ergebnisse in der Voruntersuchung wurde eine spezielle Software im eigenen Haus entwickelt. Die Vorteile liegen darin, dass dies bedarfsgerecht eingesetzt werden kann. Die bisherigen Systeme am Markt können die möglichen Schadensfälle gar nicht oder nur zu einem geringen Teil erkennen und sind eher für Prüfstände als für Maschinen im Feldeinsatz konzipiert. Die weitreichende Erfahrung im Programmieren mit LabVIEW von National Instruments bewegte die DeVeTec dazu, eine eigene Lösung zu entwickeln, die in Zukunft jeden Motor zu wirtschaftlich vertretbaren Preisen überwachen kann. Des Weiteren kann diese Lösung auch außerhalb der eigenen Überwachung von Maschinen eingesetzt werden, z. B. bei Kolbenkompressoren, Verdichtern, Getriebe etc. Als Name wurde die Bezeichnung Noise and Vibration Guard (NVG) gewählt.

7.2.3.1 Grundmodul

Das Grundmodul (NVG 7.1) besteht aus:

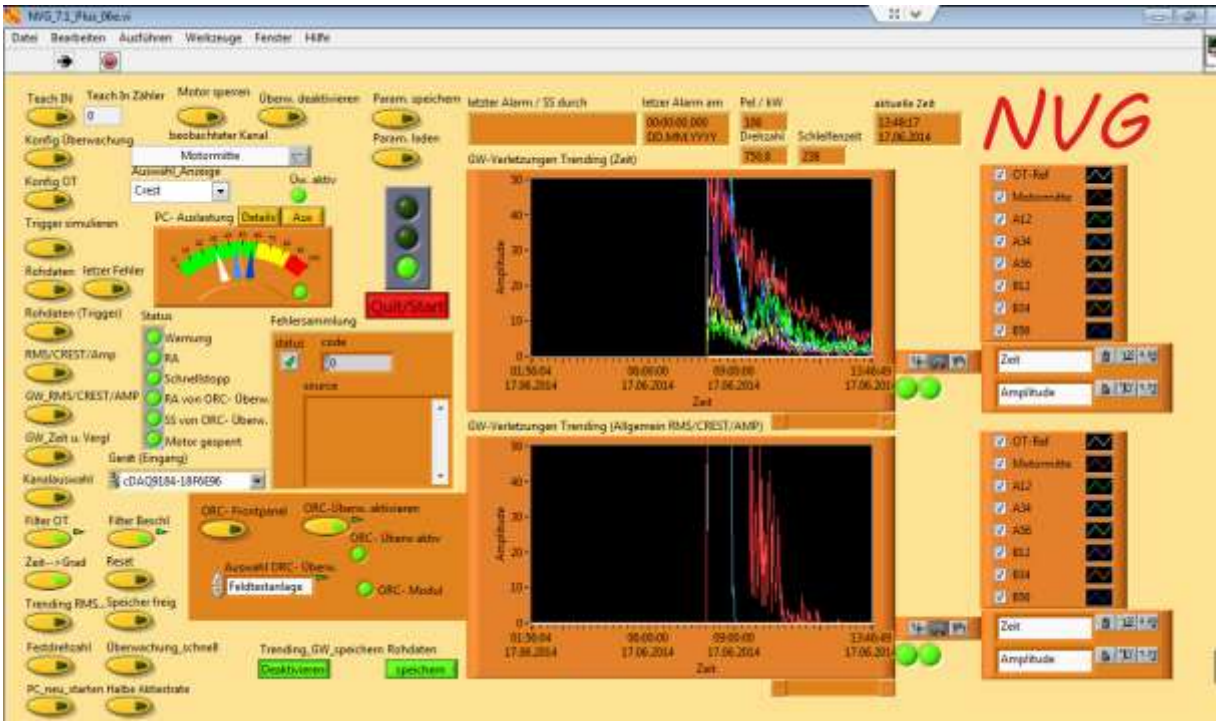
- Datenerfassung von sieben überwachten Kanälen
- Ein Triggerkanal zur Drehzahlbestimmung und Referenzpunktbestimmung
- Vier pot.- freie Ausgänge für Lifebit, Warnung, Regelabstellung und Schnellstopp
- Sieben robuste Schwingungssensoren
- Ein Industrie-PC (Schaltschrankeinbau) mit Watchdogfunktion

7.2.3.2 Die Plus-Variante

In der Plus-Variante können verschiedenste Prozess- und Motordaten überwacht werden. Diese Daten werden i. d. R. über Bus (Modbus od. Profibus bzw. Profinet) eingelesen. DeVeTec benutzt diese Variante, um den kompletten ORC-Prozess neben der ORC-Prozesssteuerung (Deif oder Siemens) zu überwachen und ggf. einzugreifen.

7.2.3.3 Softwaremodule

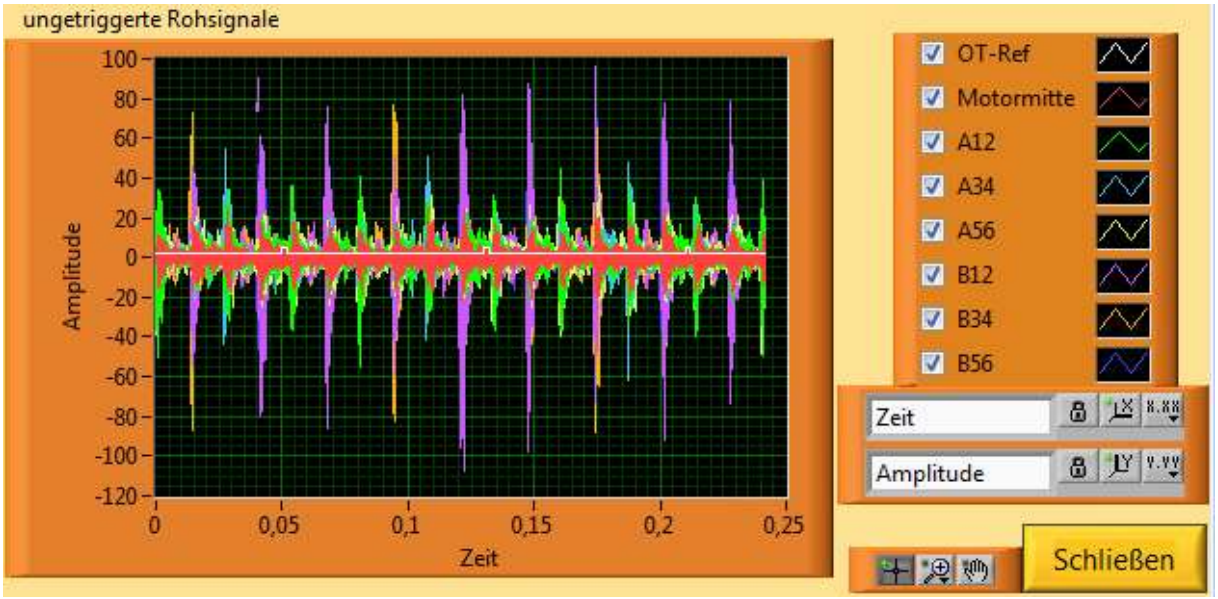
7.2.3.3.1 HMI-Schnittstelle / Bedienoberfläche



Die wichtigsten Kenngrößen und Anzeigen erfolgen auf einem Hauptbildschirm. Für den Bediener gibt es einfache klare Strukturen, z. B. die „Ampel“ die auf einem Blick verdeutlicht, ob die Überwachung aktiv und im „Normbereich“ arbeitet.

7.2.3.3.2 Datenerfassung

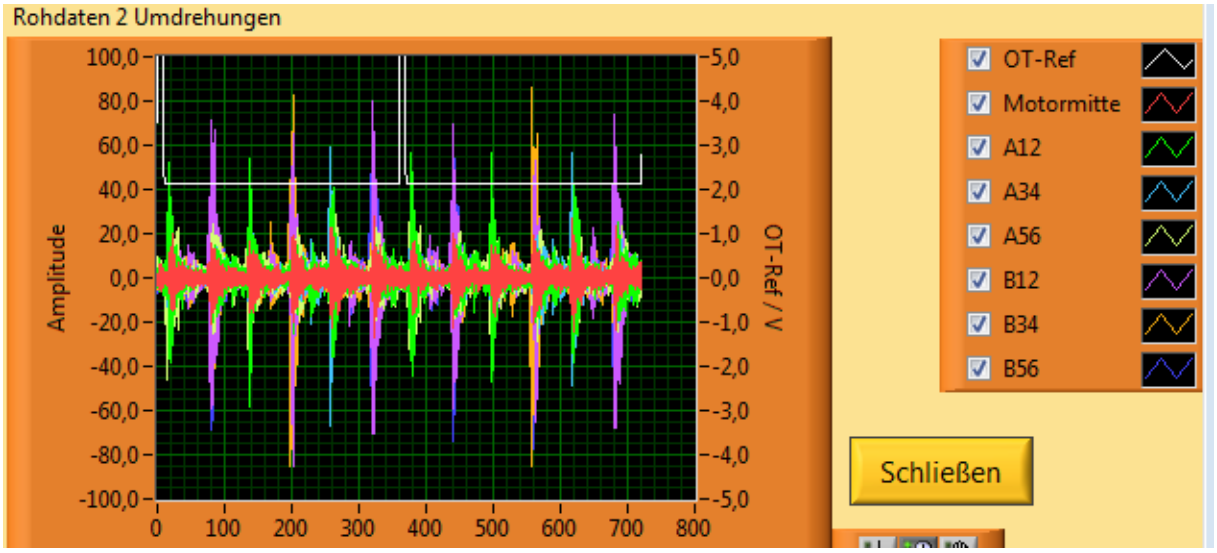
Die Datenerfassung dient zur Aufnahme der Messdaten, damit diese in den weiteren Modulen verarbeitet werden können. Für eine Analyse werden 3 Umdrehungen im Zeitbereich aufgezeichnet. Die Standardabtastrate liegt bei 51,2 kHz synchron für alle acht Kanäle. Um einen hohen Informationsgehalt zu erreichen, wird auf Hardwarefilter verzichtet.



7.2.3.3.3 Triggerung auf Referenz und Umwandlung in Winkelbereich

Für die weitere Analyse und zur besseren Verwertbarkeit und Anschaulichkeit kann der aufgenommene Zeitbereich in den Winkelbereich gewandelt werden. Kennt man die Position der Maschine (z. B. oberer Totpunkt OT) eines Zylinders, können sehr gute Rückschlüsse auf einzelne Zylinder oder Ventile gezogen werden. Dazu muss auf der Welle ein Referenzsignal zur Verfügung stehen. Dieses Signal kann softwaremäßig an jede Position verschoben werden, d. h. die Position auf der Welle ist egal.

Aus den aufgezeichneten 3 Umdrehungen wird exakt eine Umdrehung herausgeschnitten (0-359 Grad). Diese getriggerten Rohdaten werden dann den weiteren Auswertungen zur Verfügung gestellt.

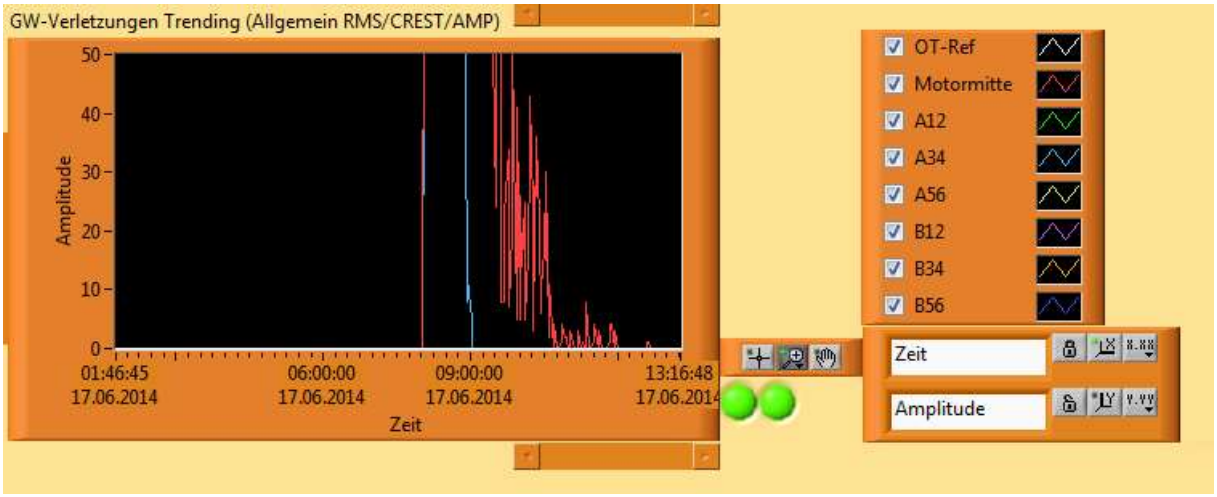


7.2.3.3.4 Allgemeine Überwachung

Die allgemeine Auswertung besteht darin, dass herkömmliche Verfahren zur Schwingungsanalyse angewendet werden. Diese sind:

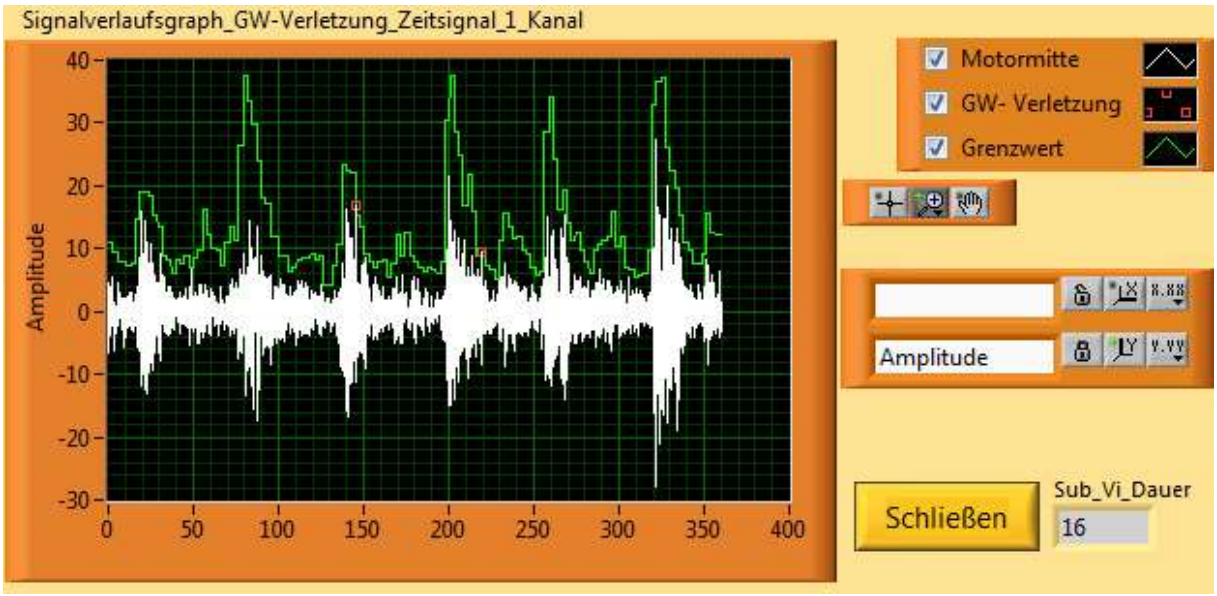
- RMS bzw. Effektivwert oder auch als Lautstärke bekannt
- Amplitude bzw. max. Wert der Schwingung
- Crest-Faktor: Verhältnis der Amplitude zur Lautstärke, dadurch können einzelne Stöße besser erkannt werden

Diese drei Kenngrößen der Schwingung werden jeweils mit einer max. einstellbaren Grenze und einer min. einstellbaren Grenze verglichen. Die Häufigkeit der Grenzwertverletzungen ist ein Maß für die Abschalt- und Warnstrategien. Dadurch, dass auch minimale Grenzwerte überwacht werden, werden auch Sensorausfälle (oder -alterungen) und Kabelbrüche erkannt, was für einen Dauerbetrieb enorm wichtig ist.



7.2.3.3.5 Zeitüberwachung

In der Zeitüberwachung wird das Schwingungsmuster der Maschine besonders auf das zeitliche Eintreten überwacht. Durch die Triggerung auf einen Referenzpunkt müssen bei einer gleich arbeitenden Maschine die Ereignisse immer zur gleichen Zeit und mit gleicher Intensität auftreten. Es existieren „laute“ und „leise“ Bereiche. Verschieben sich Ereignisse (z. B. Ventile schließen nicht mehr schnell genug, weil die Feder defekt ist oder das Auslassspiel zu groß wird) wird dies sehr gut mit dieser Methode erkannt.



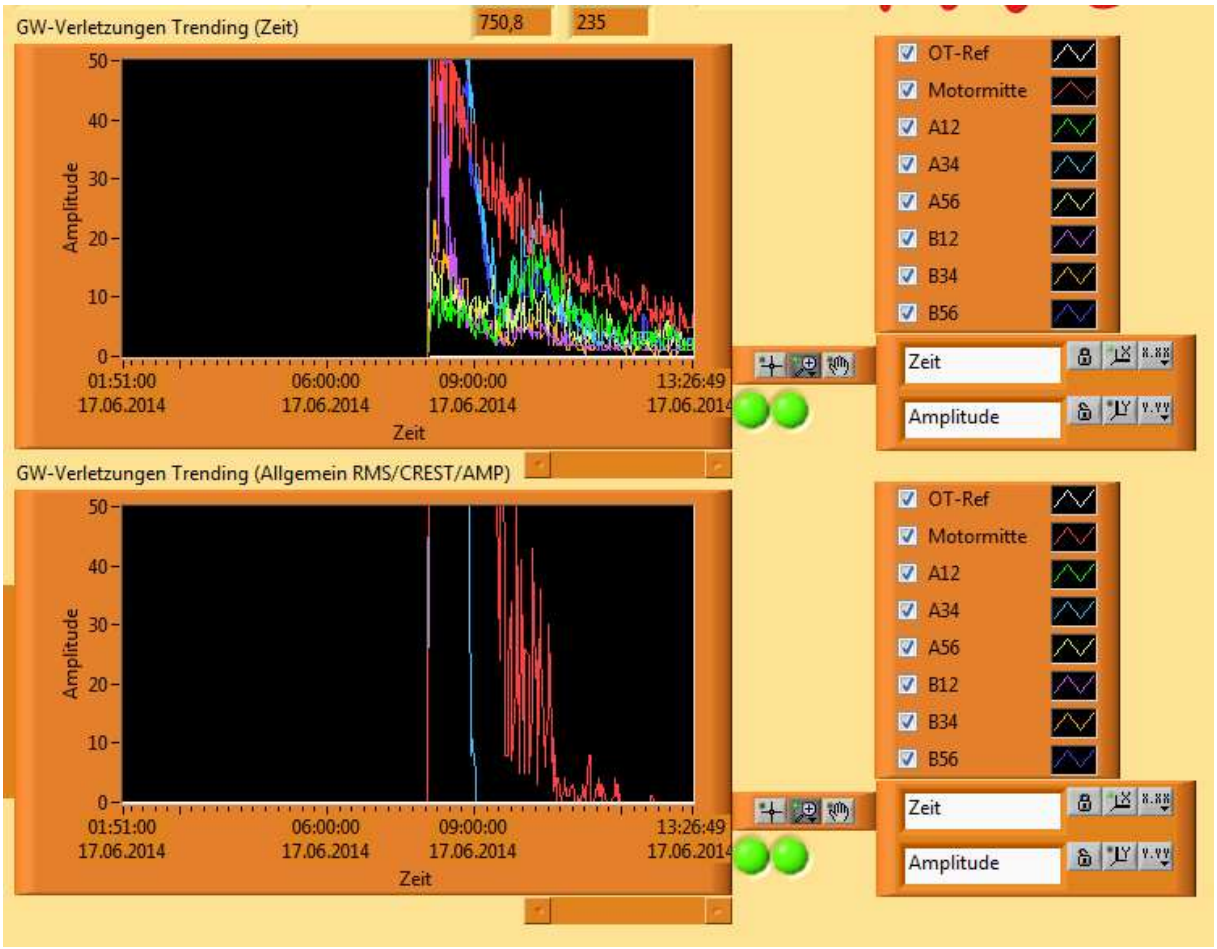
7.2.3.3.6 Teach In (Anlernen)

In den Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass sich die Maschine nicht bei jeder Umdrehung exakt gleich verhält und sich die Schwingungen unterscheiden. Diese Streuung muss bei der Grenzwertbildung mit berücksichtigt werden. Dadurch entstehen insbesondere bei der Zeitüberwachung mehrere Tausend Grenzwerte und Grenzkurven. Eine manuelle Eingabe ist deshalb nicht möglich. Über wenige Parameter lässt sich die „Schärfe“ der

Überwachung einstellen. Die Teach-in-Funktion ermittelt dann bei einer völlig intakten Maschine selbstständig alle Grenzwerte und Grenzkurven für jeden abgetasteten Kanal. Standardmäßig werden dafür 100 Umdrehungen analysiert. Einzige Voraussetzung ist, dass die Maschine während dieser Anlernfunktion ca. (500 Umdrehungen) keinen Schaden erleidet.

7.2.3.3.7 Trending

Alle überwachten Funktionen werden in Trendkurven dargestellt. Bei der Vielzahl der untersuchten Messdaten (bei 1500 Umd/min → 500 Werte pro Minute) würde das schnell die Kapazitäten sprengen. Deshalb werden in den Aufzeichnungen nur die maximalen Grenzwertverletzungen pro Zeitfenster (z. B. zehn Sekunden) dargestellt. Dadurch erhält man viel weniger Datenpunkte (nur sechs Punkte pro Minute), ohne dass Informationen verloren gehen. Auch einzelne einmalige Ereignisse werden dadurch festgehalten.



7.2.3.3.8 Auswertung

Treten zu viele Grenzwertverletzungen auf, können unterschiedlich gestaffelte Funktionen ausgelöst werden:

- Warnung: Der Benutzer bzw. die übergeordnete Steuerung erhält eine Warnmeldung

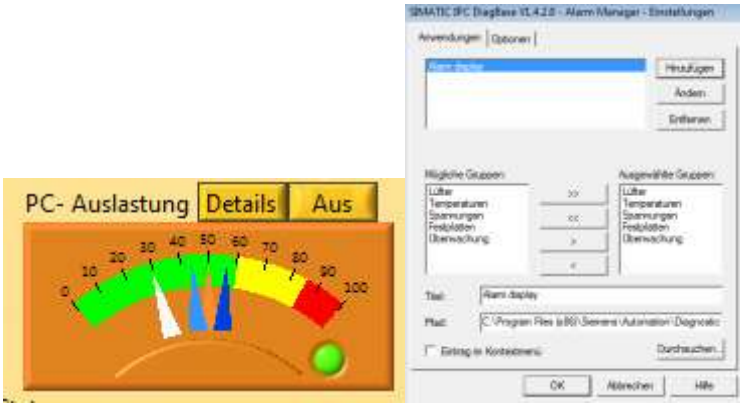
- Steht die Warnung zu lange an, erfolgt eine Abstellung

- Abstellung: Es wird eine „normale“ bzw. Regelabstellung angefordert, d. h. die Maschine kann noch eine Zeit betrieben werden.
- Schnellstopp: Die Maschine sollte unverzüglich angehalten werden, da entweder schon ein großer Schaden eingetreten ist, oder sich anbahnt.

Tritt eine Warnung oder eine Abschaltung auf, so werden die aktuellen Rohdaten für eine spätere Analyse und die Grenzkurven abgespeichert. Diese können auch sofort in der Oberfläche dargestellt werden. Eine zeitnahe Interpretation des Schadens oder des Ereignisses ist dadurch möglich.

7.2.3.3.9 PC-Überwachung / Watchdog

Falls der Industrie-PC an die Leistungsgrenzen kommt, wird dieser automatisch neu gestartet. Hilft diese Maßnahme nicht, wird wegen fehlender Überwachung die Anlage vorsorglich ausgeschaltet. Dabei werden neben der CPU-Auslastung auch der physikalische und dynamische Arbeitsspeicher sowie die Festplattenausnutzung überwacht. Zusätzlich wird auch der Industrie-PC Zustand wie Lüfter, Festplattenzustand überprüft.



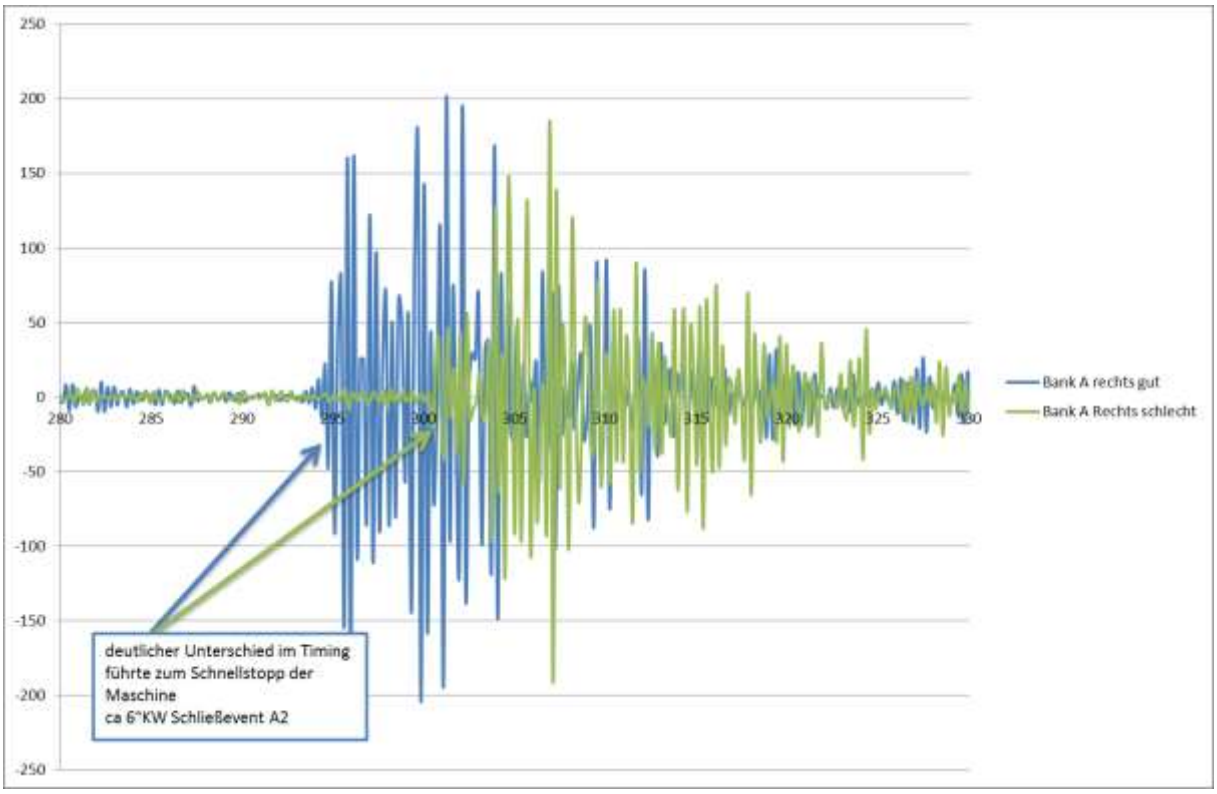
7.2.3.3.10 Archivierung

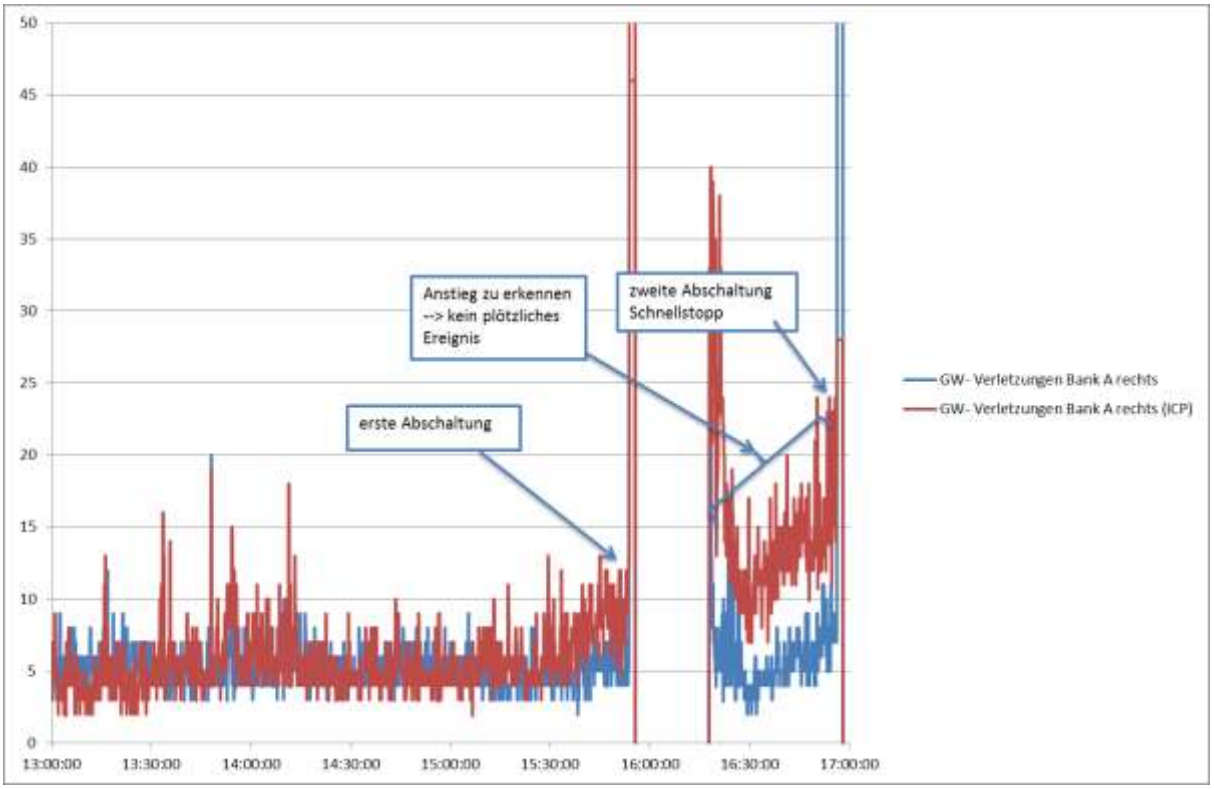
Alle Trendkurven, Rohdaten, Grenzkurven, Parameter und Einstellwerte werden automatisch oder benutzerspezifisch aufgezeichnet und in allgemeingültige Datenformate abgespeichert, sodass diese später mit handelsüblicher Software geöffnet werden können.

7.2.4 Ergebnisse

7.2.4.1 Fallbeispiel A

Noise und Vibration Guard hat über Schnellstopp bei 90 kW die Maschine (Fenne am 09.12.2013) mit folgenden Ergebnissen angehalten:



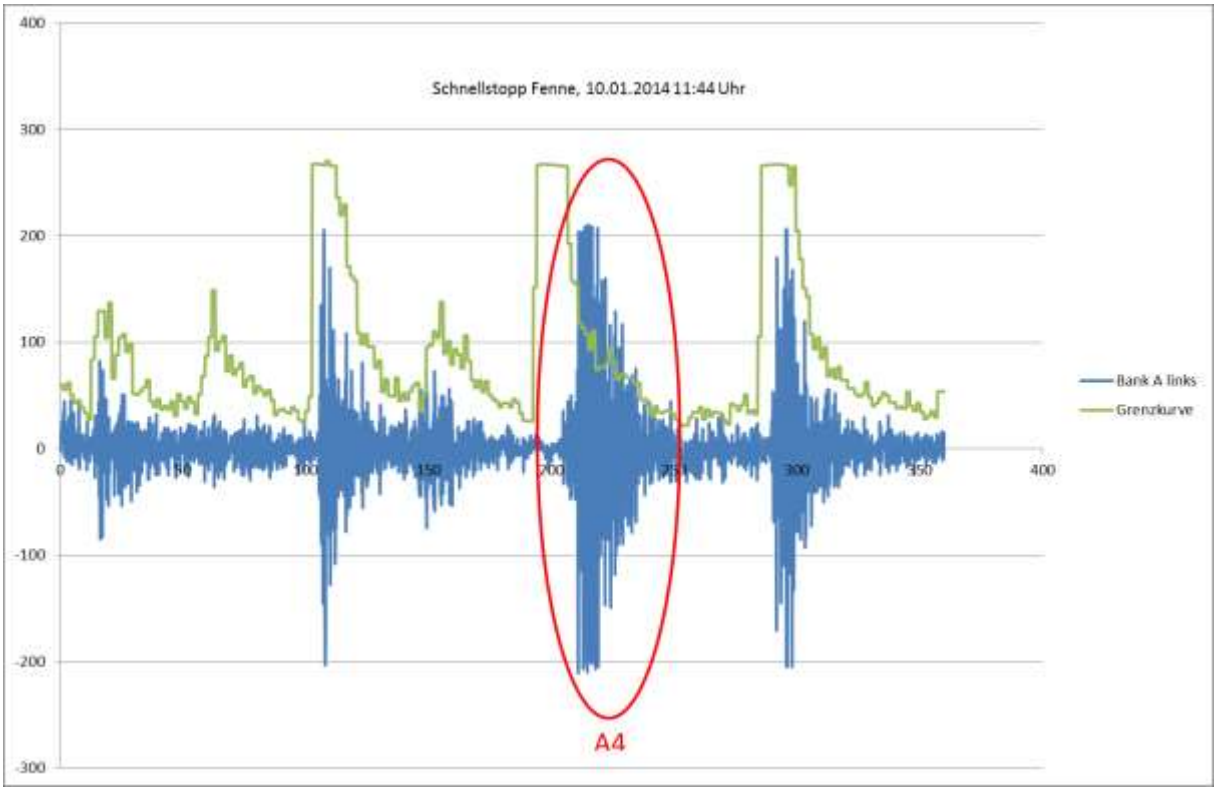


Nach dem Öffnen der Maschine war der Schaden direkt erkennbar. Eine Windung der Feder im Einlassbereich ist gebrochen und verursachte somit die unterschiedliche Steuerzeit gegenüber einer nicht defekten Maschine.

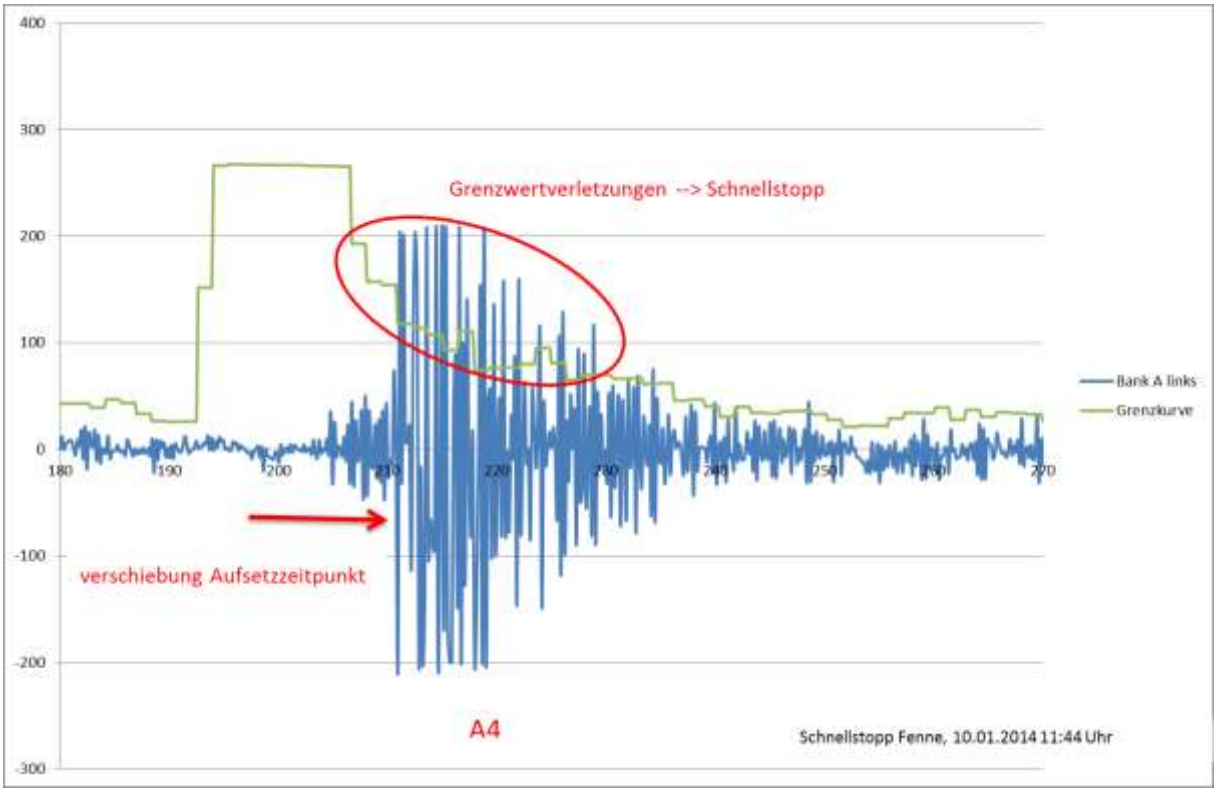
Fazit: Gravierende Federbrüche sind in der Zeitbetrachtung gut erkennbar. Mit RMS oder Amplitude ist dies sehr schlecht bis gar nicht zu erkennen.

7.2.4.2 Fallbeispiel B

Noise and Vibration Guard hat am 10.01.2014 die Maschine in Fenne mit folgenden Ergebnissen angehalten (Schnelltopp):



Deutlich zu erkennen ist, dass sich nur ein Event verschoben hat (Einlassventil A4).



In diesem Beispiel hat sich wieder ein Defekt im Einlassorgan gezeigt.

7.2.5 Fazit

Die Schwingungsüberwachung mittels des selbst entwickelten Noise and Vibration Guards ist ein probates und wirtschaftlich vertretbares Mittel, um die Maschine auf plötzliche oder schleichende Ereignisse zu überwachen. Es können kostengünstige, aber dennoch robuste und langlebige Schwingungssensoren eingesetzt werden. Ein Ausfall der Sensoren oder Sensoren mit eingeschränkter Funktionalität können gut und sicher erkannt werden. Durch die einfache Handhabung können weitere Marktfelder erschlossen werden.

7.3 Betrieb ohne Beaufsichtigung

Alle Anlagen können ohne Beaufsichtigung und ohne Zeitbeschränkung betrieben werden. Gemeinsam mit dem TÜV wurden die Anlagen so konzipiert, dass Sie sich im Gefahrenfall selbst in den sicheren Zustand versetzen können. Alle Anlagen werden als Gesamteinheit vom TÜV auf Funktion und Sicherheit geprüft.

Des Weiteren ist es wichtig, dass die Anlagen sich an die Gegebenheiten der Abwärmequelle anpassen können, d. h. steht ausreichend Wärme zur Verfügung startet sich die Anlage automatisch. Wenn es abzusehen ist, dass die Wärme in kurzer Zeit nicht mehr ausreicht, um den Motor oder den Dampfprozess zu betreiben, so schaltet sich die Anlage zum Teil (selektiv) oder ganz aus und wartet auf einen Neustart. Dadurch ist ohne Einsatz von Personal gewährleistet, dass so viel wie möglich die Wärmequelle genutzt wird. Dies kommt den wirtschaftlichen Interessen potenzieller Nutzer sehr entgegen.

Alle Anlagen sind per Fernvisualisierung einseh- und auch manuell steuerbar. Dadurch können wichtige Handlungsschritte wie Wartung und Störungsbehebung von einem zentralen Punkt aus geplant und organisiert werden.

8 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Kirchwalsede

8.1 Beschreibung der Anlage

Auf dem Gelände der bereits existierenden Biogasanlage Kirchwalsede ist ein ORC-Dampfkreisprozess der Fa. DeVeTec als weitere Pilotanlage im Rahmen eines Feldtestprogramms errichtet worden. Die Biogasanlage ist primär zur Erzeugung von Strom für den Einsatz von Biogas vorgesehen. Die Abwärme, die bei der Verbrennung des Biogases entsteht, wird für die Temperierung des Fermenters, der Gebäudeheizung und der Trocknung des Gärrestes benötigt. Der Großteil des Wärmepotenzials der dort installierten Verbrennungsmotorenanlage wird für die Trocknung der Gärreste genutzt, die bei der Vergärung von Biomasse zurückbleiben. Die Nutzung des Wärmepotenzials soll dahin gehend verbessert werden, um neben der Trocknung der Gärreste einen gewissen Teil der thermischen Abwärme zur Stromerzeugung einzusetzen. Die um die elektrische Leistung verminderte thermische Leistung soll durch Optimierung des Trocknungsprozesses ausgeglichen werden.

Die Biogasanlage Kirchwalsede besteht, neben den Anlagenkomponenten, die zur Biogaserzeugung benötigt werden, aus zwei BHKWs und einer Trockenbandanlage. Die Abwärme der beiden BHKW-Gasmotoren wird hauptsächlich für den Betrieb der Trockenbandanlage genutzt. Die Abwärme eines BHKW setzt sich einerseits aus der Abwärme des Motorkühlwassers und andererseits aus der thermischen Abwärme des Abgaswärmetauschers zusammen. Mittels dieser beiden Wärmequellen wird über einen Plattenwärmetauscher 70°C kaltes Wasser aus dem Trocknerkreislauf auf 90°C erhitzt und zur Trockenbandanlage bzw. zum Fermenter geführt.

Durch den Einsatz der ORC-Technik wird die thermische Abgasenergie, die bisher zur Erwärmung von Wasser verwendet wurde, zur Stromerzeugung genutzt. Die bei diesem Prozess anfallende Abwärme wird dem Gesamtkreislauf der Biogasanlage wieder zugeführt.

Die Biogasanlage wird um einen ORC-Prozess erweitert, d. h. die Gesamtanlage kann wie bisher im ursprünglichen Modus betrieben oder auf ORC-Betrieb umgeschaltet werden. Für den ORC-Betrieb werden die Abgasströme der beiden Gasmotoren umgeleitet. Nach dem Abgasschalldämpfer des BHKW-Gasmotors wird der Abgasstrom vom ursprünglichen Emissionspunkt getrennt und auf den ORC-Abgaswärmetauscher umgeleitet. Nach dem ORC-Abgaswärmetauscher wird der abgekühlte Abgasstrom eines Gasmotors über einen Kamin ins Freie geblasen. Während des ORC-Betriebes entweicht kein Abgas aus den bereits genehmigten Emissionspunkten 1 und 2. Wie bereits erwähnt benötigt der ORC-Prozess neben den Abgaswärmetauschern, die das Ethanol erhitzen, verdampfen und überhitzen, noch einen ORC-Kondensator, der den Ethanoldampf wieder abkühlt und verflüssigt. Das nötige Kühlwasser für den Kondensator kommt von der Trockenbandanlage. Nachdem das Wasser die Trockenbandanlage passiert hat, ist es soweit abgekühlt, dass es in den Kondensator geleitet werden kann. Die Abwärme aus dem ORC-Prozess wird an das Kühlwasser abgegeben und somit dem Gesamtprozess wieder zugeführt.

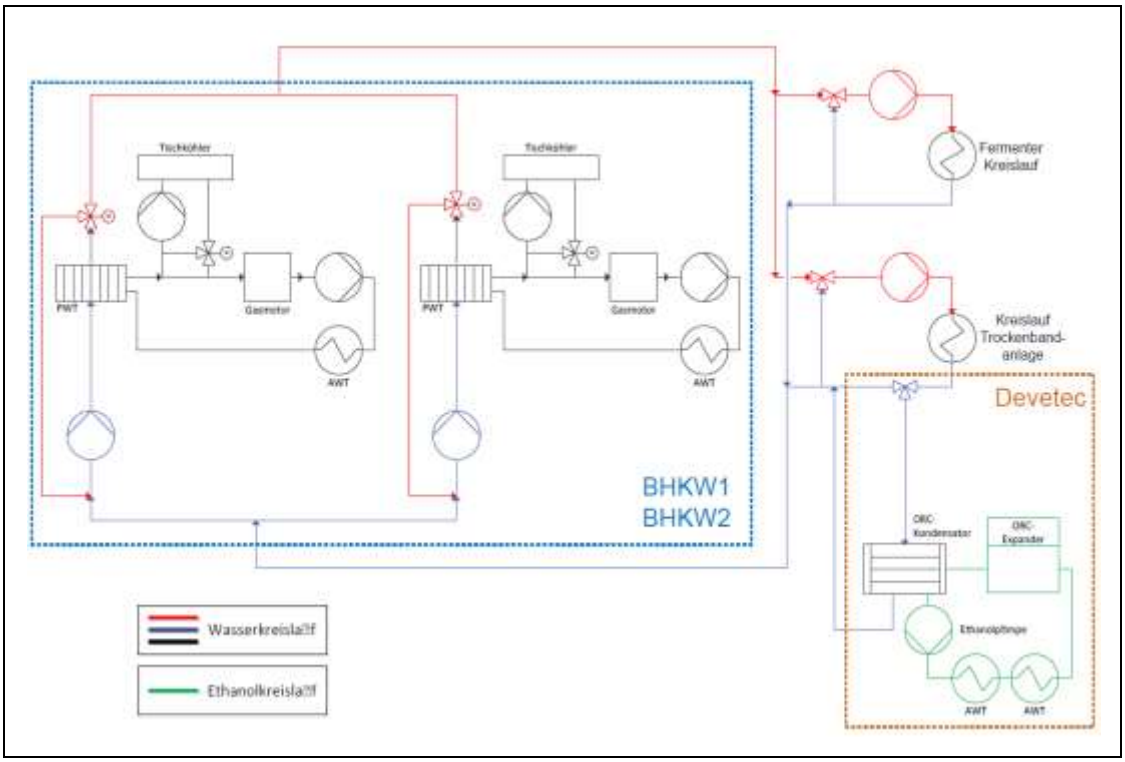


Abbildung 74: Systemgrenzen Biogasanlage Kirchwalsede [DeVeTec]

Anpassung an örtliche Gegebenheiten

Der ORC-Container wird zwischen den beiden BHKW-Containern, die durch einen Technikcontainer verbunden sind, und dem Separator aufgestellt. Für den ORC-Betrieb müssen die Abgasströme der beiden BHKW-Motoren umgeleitet werden. Um thermische Verluste durch lange Abgaswege gering zu halten, ist eine Aufstellung des ORC-Containers in unmittelbarer Nähe zu den beiden Gasmotoren angestrebt worden.

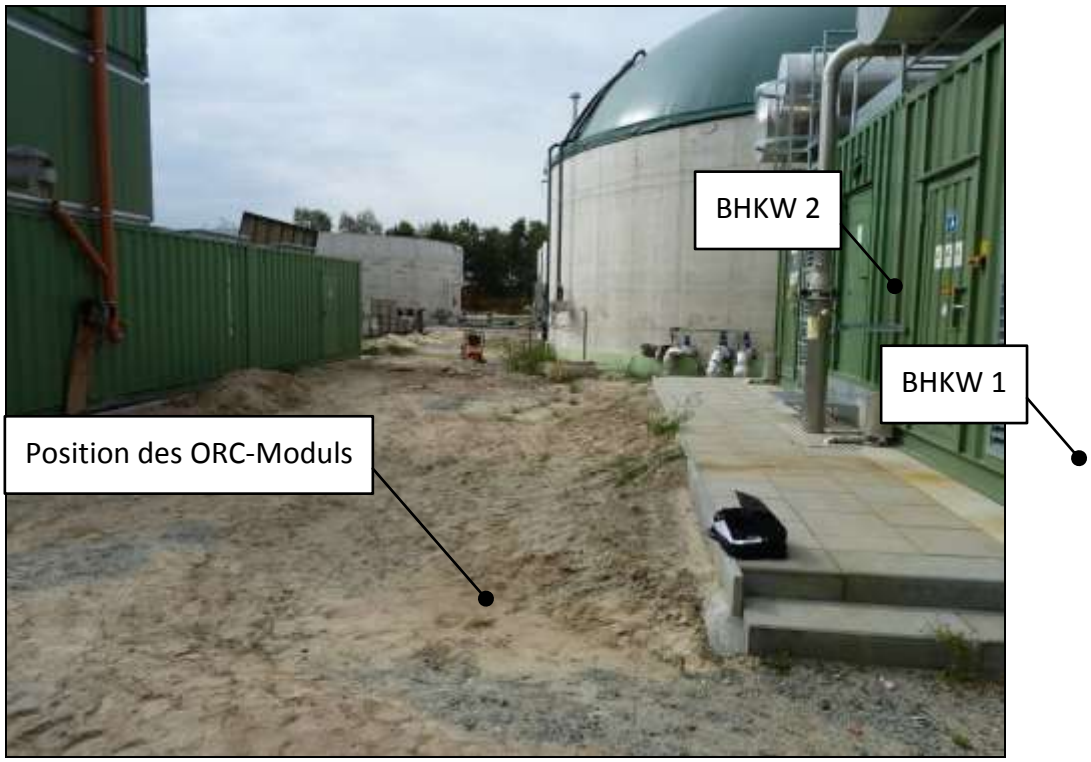


Abbildung 75: Bestimmungsort des ORC-Moduls [DeVeTec]

Zwischen dem Schalldämpfer und dem Abgaswärmetauscher wird ein weiteres Abgasrohr angeflanscht, das zum Abgaswärmetauscher des ORC-Moduls führt. Im ORC-Betrieb strömt kein Abgas über den Kamin des BHKWs ins Freie.

Abbildung 76: BHKW Anlage in Kirchwalsede [DeVeTec]

8.2 Auslegung der Anlage

Zum Zeitpunkt der Planung der ORC-Anlage war ein Teil der Biogasanlage in Kirchwalsede erst in Betrieb genommen worden. Daher gab es keine Leistungsdaten für die Gesamtanlage, die zur Planung herangezogen werden konnten.

Abbildung 77: BHKW Kirchwalsede [Evonik]

Zudem sollte das zweite BHKW erst ein Jahr später in Betrieb genommen werden. Alle folgenden Entwurfsrechnungen basieren auf Leistungsdaten von vergleichbaren Biogasanlagen und aus Schaubildern verschiedener R&I-Schemata der Fa. SES. Zu Verifizierung der Abgasleistung wurde das Motordatenblatt der Fa. MWM herangezogen. In Summe stehen dem ORC-Prozess zur Stromerzeugung 778 kW Abgasenergie zur Verfügung.

Motordaten		
Motortyp: TCG 2016C V16 der Fa. MWM		
Kühlwasserinhalt	[dm³]	56
Kühlwassertemperatur Motor Eintritt / Austritt max.	[°C]	84 / 91
Kühlwasserumlaufmenge Motor min / max	[m³/h]	44 / 60

Leistungsdaten für ein Motor				
Lastart		100%	75%	50%
Motorleistung nach ISO 3046/1	[kW]	740	555	370
Abgastemperatur	[°C]	493	516	527
Abgasgewicht	[kg/h]	3962	2963	2045

Energiebilanzierung eines Motor					2 Motoren
Elektrische Klemmenleistung	[kW]el	716	536	354	1432
Kühlwasserwärme	[kW]th	387	308	235	774
Gemischwärme	[kW]th	47	28	18	94
ΔP Abgas bis Abkühlung auf 180°C	[kW]th	389	314	225	778
Brennstoff Einsatz	[kW]	1816	1398	987	3632
				Summe pot. Wärmeenergie	1458

Wärmebedarf			
Fermenter	[kW]th	50	nicht verifizierte Aussagen
Vorlauf-/ Rücklauftemperatur	[°C]	60 / 45	nicht verifizierte Aussagen
Trockner	[kW]th	1500	nicht verifizierte Aussagen
Vorlauf-/ Rücklauftemperatur	[°C]	90 / 70	nicht verifizierte Aussagen
Wasserumlaufmenge Trockner	[m³/h]	35	nicht verifizierte Aussagen

Abbildung 78: MWM Datenblatt [Motorenwerke Mannheim]

Folgender Wärmebedarf wurde für den Fermenter und die Trockenbandanlage ermittelt:

Fermenter:

- Fußbodenheizung
- Medium: Wasser ohne Zusätze
  Vorlauftemperatur: 60°C
  Rücklauftemperatur: 45°C
- Temperatur des zu trocknenden Materials: 40°C - erforderliches ΔT:20K
- Max Leistung: 160kW
  Leistung im Jahresmittel: 50kW
  Im Vollastbereich des Fermenters (max. Füllung) wird keine Zuheizung Sommer wie Winter benötigt.
  Im Sommer muss eventuell gekühlt werden.

Trockner:

- Wasser-Luft-Kühler
- Medium: Wasser ohne Zusätze / Versorgung mit Außenluft
  Vorlauftemperatur: 90°C
  Rücklauftemperatur: 70°C
- Temperatur des zu trocknenden Materials: 40°C
- Angedachter Leistungsbedarf 1500 kW
- Die beiden Wasser-Luft-Kühler im Trockner können von einem oder von beiden BHKW(s) beheizt werden.
- Hersteller der Bandtrocknung ist die Fa. Stella

Abbildung 79: Wärmebedarf der Biogasanlage Kirchwalsede [DeVeTec]

Gemäß den BHKW-Leistungsdaten wurde folgender Ist-Zustand in Bezug auf Temperaturen und Leistungen als Basis für die Auslegung der ORC-Anlage herangezogen.

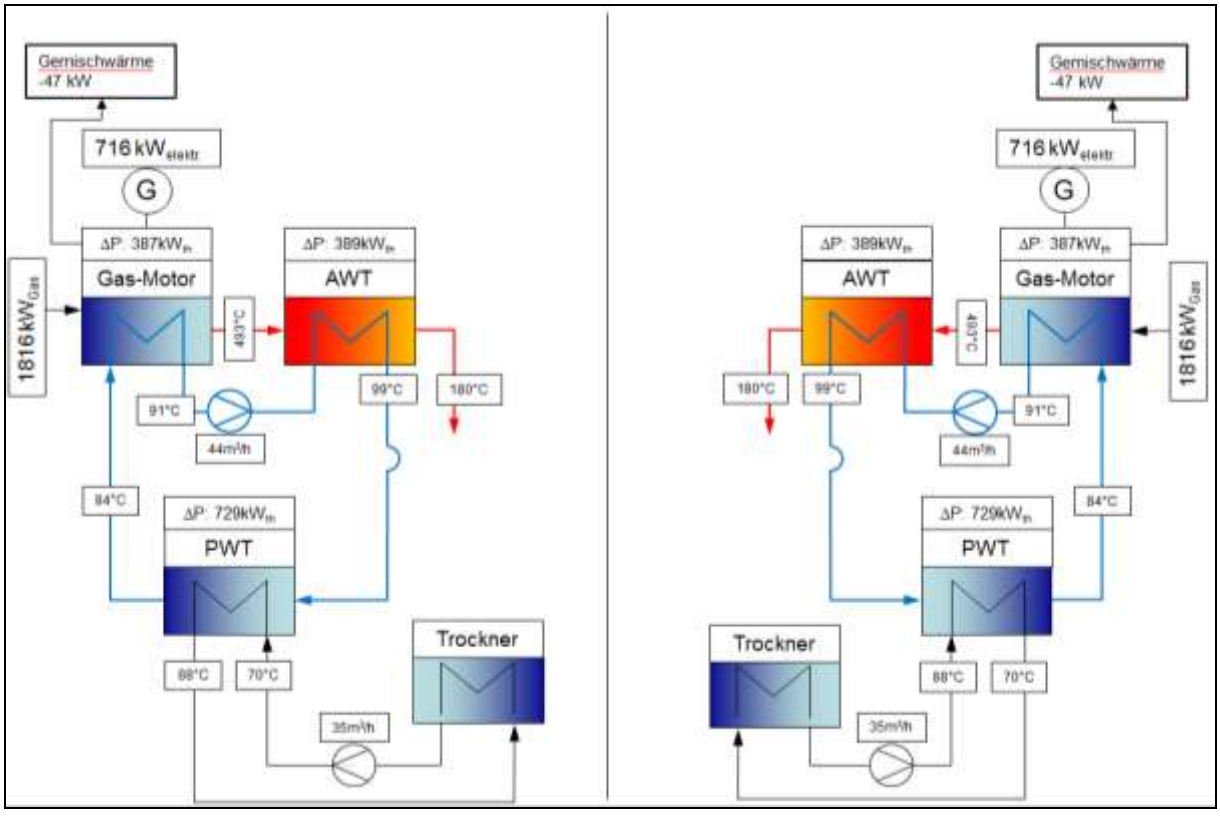


Abbildung 80: Energiebilanzierung von zwei BHKWs [DeVeTec]

Zur Vereinfachung hat man sich auf die Temperaturen und Volumenströme eines BHKWs konzentriert.

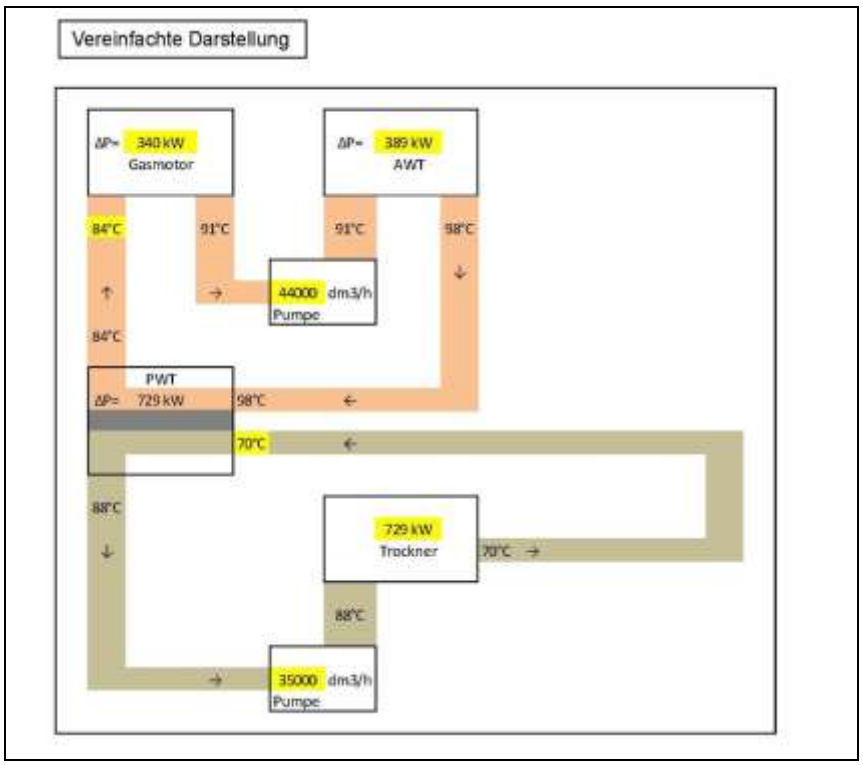


Abbildung 81: Vereinfachte Darstellung der Bilanzierung [DeVeTec]

Zum Betrieb der ORC-Anlage muss das Abgas auf die ORC-Wärmetauscher umgeleitet werden. Als Folge steht dem BHKW im ORC-Betrieb keine Abgasenergie, in diesem Fall 389 kW, zur Verfügung. Diese Abgasenergie fehlt auch im internen BHKW-Kühlkreislauf, d. h. es kommen keine 729kW mehr am Plattenwärmetauscher (PWT) an. Somit würden auch 389 kW an der Trockenbandanlage fehlen. Allerdings werden im ORC-Betrieb „nur“ 15% der Abgasenergie zur Stromerzeugung genutzt, die restlichen 85%, die bei der Kondensation von Ethanol anfallen, verbleiben im System und können an anderer Stelle wieder dem System zugeführt werden. Diese Restwärme steht jedoch auf einem Temperaturniveau von maximal 70°C zur Verfügung. In der nächsten Abbildung ist die Einbindung des Kondensators in die Biogasanlage schematisch gezeigt.

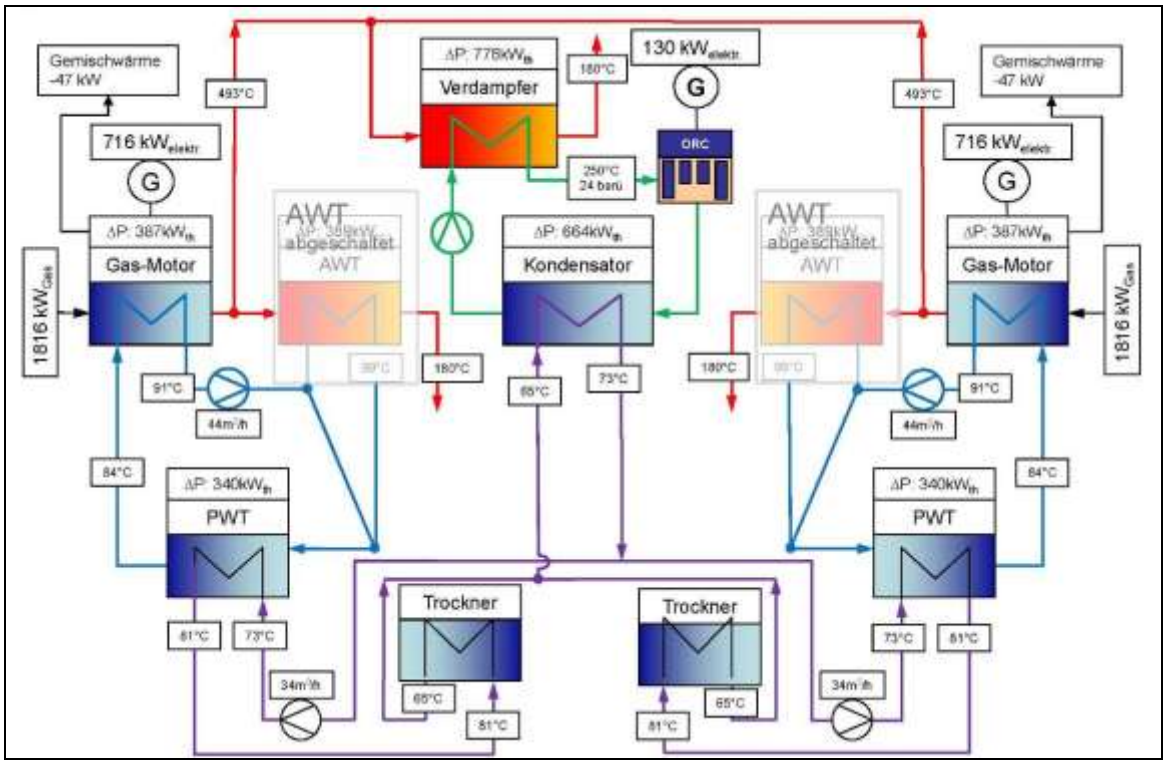


Abbildung 82: Energiebilanzierung von zwei BHKWs mit ORC-Technologie [DeVeTec]

Zur Vereinfachung betrachtet man nur ein BHKW. Durch die Stromproduktion stehen den Verbrauchern der Biogasanlage 15% weniger Abwärme zur Verfügung. Durch die Veränderung der Energieströme und damit verbundenen Änderungen im Temperaturniveau sinkt die Vorlauftemperatur in der Trockenanlage von 88°C auf 81°C. Bei maximaler Abnahme der Wärme sinkt die Temperatur nach der Trockenbandanlage von 70°C auf 65°C.

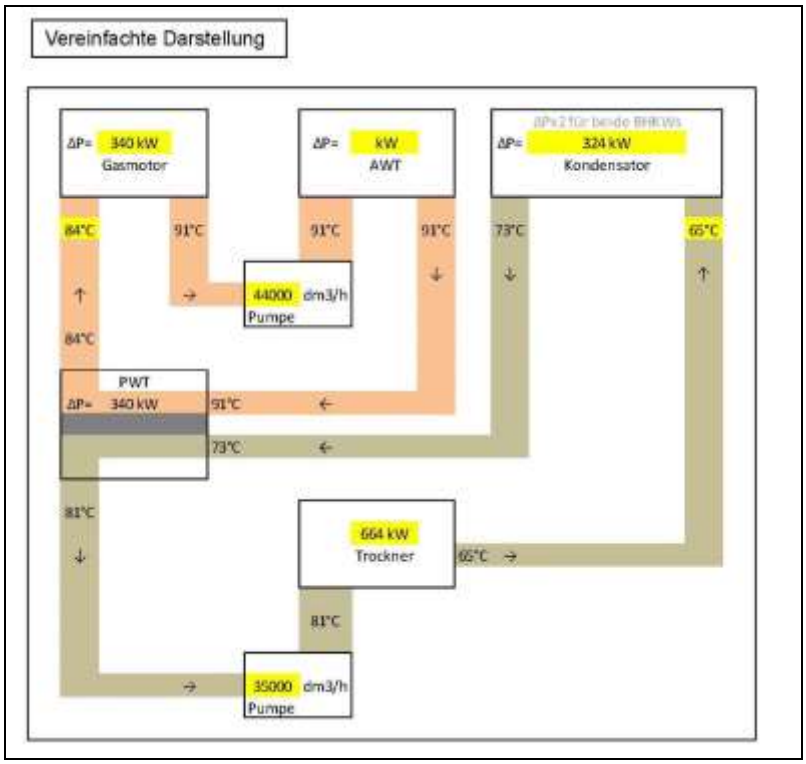


Abbildung 83: Vereinfachte Darstellung der Bilanzierung [DeVeTec]

Folgende Punkte waren für die weitere Bearbeitung zu klären:

- Es musste sichergestellt werden, dass der bereits installierte Plattenwärmetauscher bei unterschiedlichen thermischen Leistungen, 340 kW zu 729 kW, funktioniert.
  Annahme: Da sich die Volumenströme nicht wesentlich ändern, kann man weiterhin im PWT von einer turbulenten Strömung ausgehen, der Wärmetausch wird somit funktionieren, zumal sich die notwendige Tauschleistung halbiert hat.
- Die 2 x 650 kW müssen für den Betrieb der Trockenbandanlage ausreichend sein (vorher 2 x 729 kW).
  Annahme: Nach Absprache mit dem Betreiber müssen nicht alle Gärreste getrocknet werden.
- Es musste mit dem Hersteller der Trockenbandanlage besprochen werden, ob eine Anpassung an das veränderte Temperaturniveau möglich ist. Es stellte sich die Frage, in welchen Grenzen eine Anpassung ohne Entstehung gravierender Mehrkosten möglich ist - Variation der Bandgeschwindigkeit, Erhöhung der Pumpen- und Lüfterleistung, etc. Zur Vereinfachung wurde die Trockenbandanlage schematisch dargestellt.

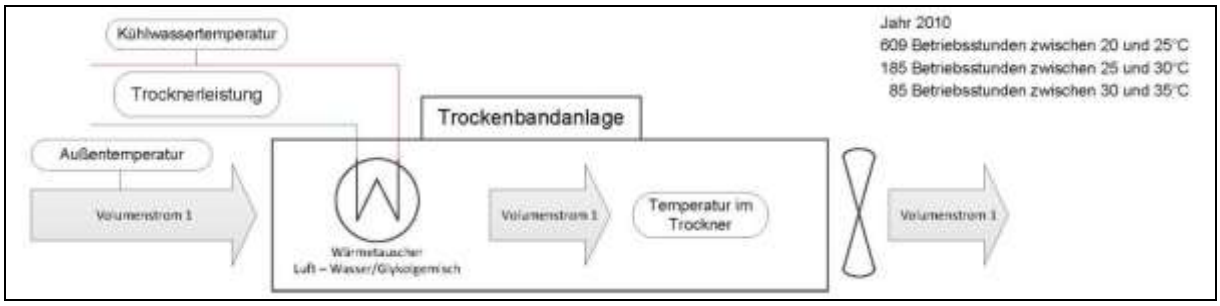
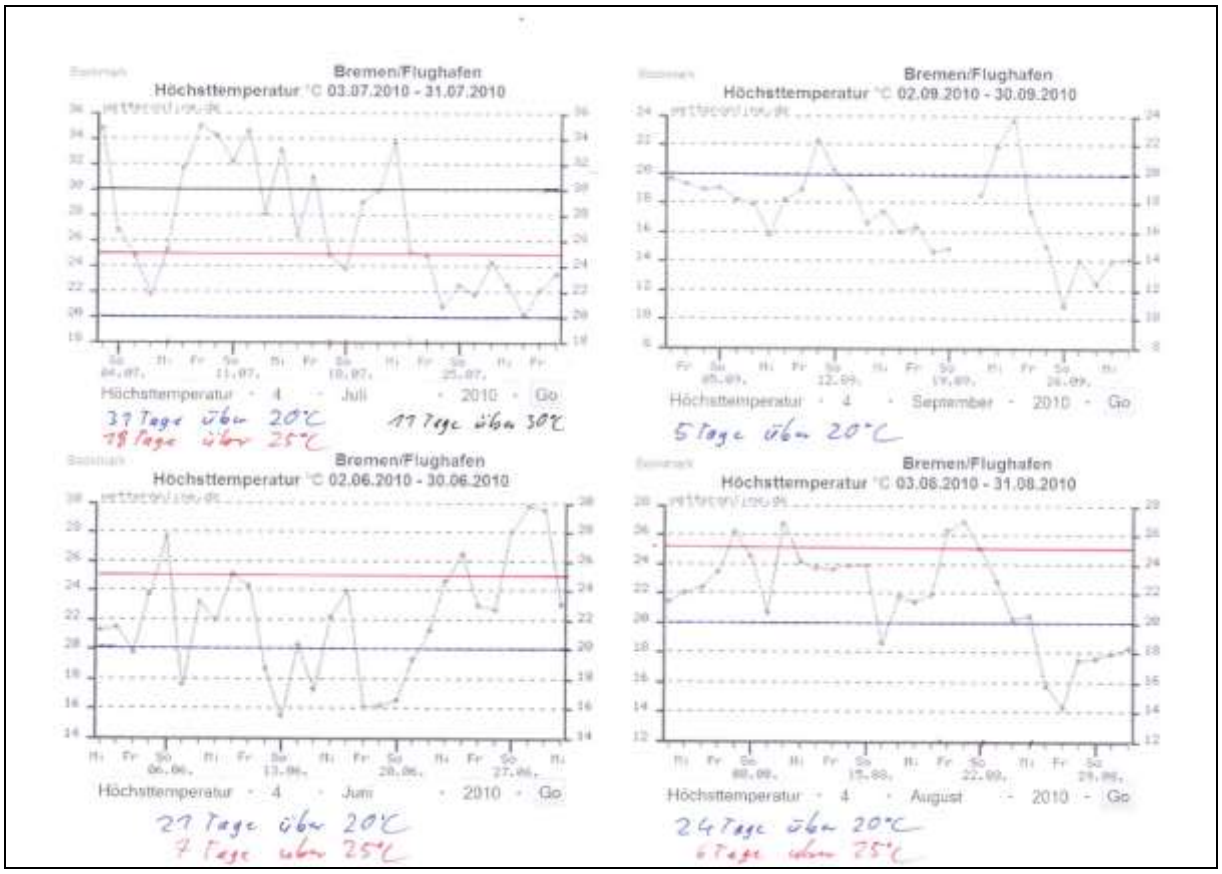
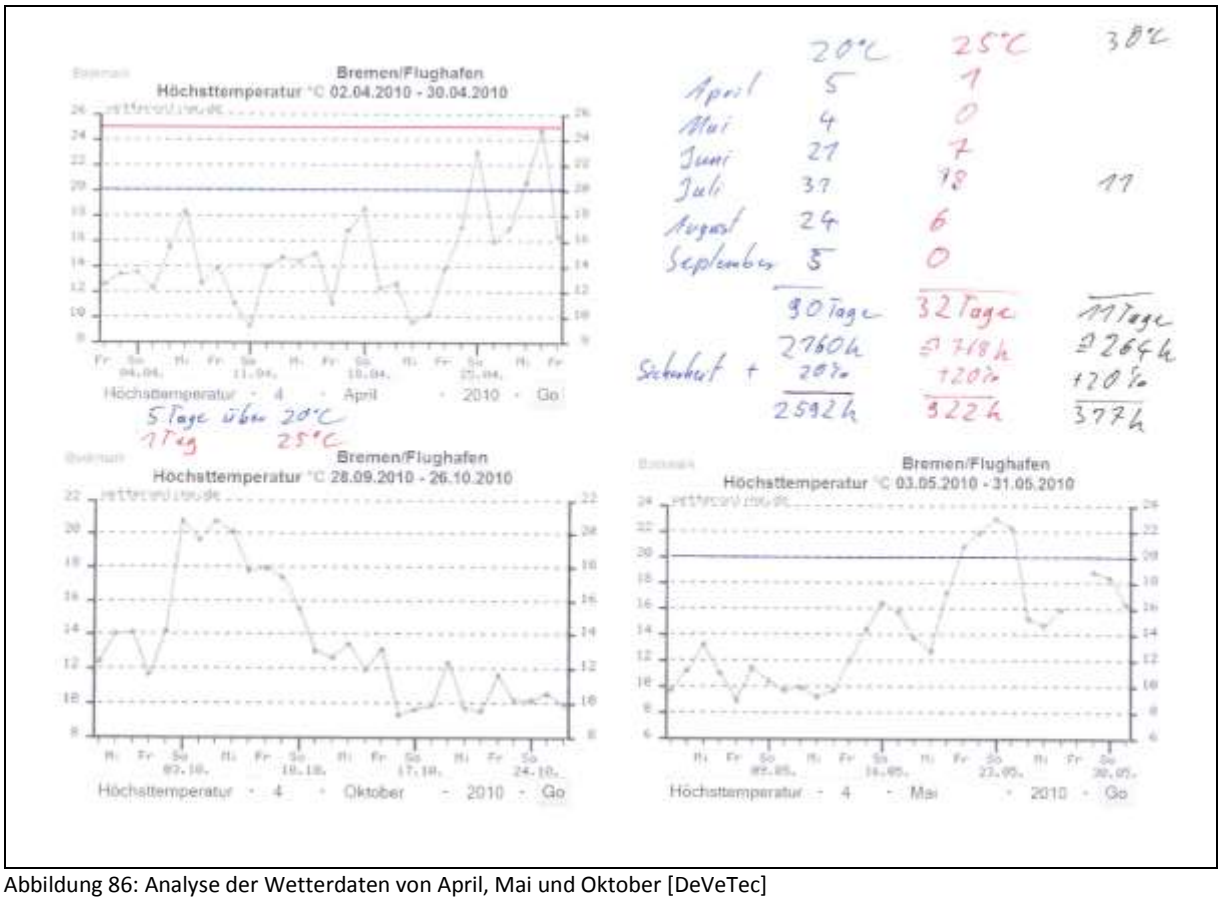


Abbildung 84: Schematische Abbildung einer Trockenbandanlage [DeVeTec]

Wie bereits angesprochen, wird sich im ORC-Betrieb das Temperaturniveau im Kühl- bzw. Heizkreis um ca. 8-10 Kelvin senken. Durch das geringe Temperaturniveau ist die Temperaturdifferenz zwischen der Luft in der Trockenbandanlage und der des Wärmetauschers geringer. Um jedoch die gleiche Tauschleistung erzielen zu können, müssten die Ventilatoren einen höheren Volumenstrom durch die Trockenbandanlage schicken. Da sich die Dichte von Luft in Abhängigkeit der Temperatur ändert, müssen zur Feststellung der Leistungsgrenzen auch die Wetterdaten am Aufstellungsort herangezogen werden.


Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 03.07.2010 - 31.07.2010
Höchsttemperatur · 4 · Juli · 2010 · Go
37 Tage über 20°C
18 Tage über 25°C
11 Tage über 30°C
Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 02.09.2010 - 30.09.2010
Höchsttemperatur · 4 · September · 2010 · Go
5 Tage über 20°C
Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 02.06.2010 - 30.06.2010
Höchsttemperatur · 4 · Juni · 2010 · Go
27 Tage über 20°C
7 Tage über 25°C
Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 03.08.2010 - 31.08.2010
Höchsttemperatur · 4 · August · 2010 · Go
24 Tage über 20°C
6 Tage über 25°C
Abbildung 85: Analyse der Wetterdaten von Juni bis September [DeVeTec]


Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 02.04.2010 - 30.04.2010
Höchsttemperatur · 4 · April · 2010 · Go
5 Tage über 20°C
1 Tag 25°C
20°C 25°C 30°C
April 5 1
Mai 4 0
Juni 27 7
Juli 37 18 11
August 24 6
September 5 0
30 Tage 32 Tage 11 Tage
2760 h 718 h 264 h
Sicherheit + 20% +20% +20%
2592 h 322 h 317 h
Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 28.09.2010 - 26.10.2010
Höchsttemperatur · 4 · Oktober · 2010 · Go
Bremen/Flughafen
Höchsttemperatur °C 03.05.2010 - 31.05.2010
Höchsttemperatur · 4 · Mai · 2010 · Go
Abbildung 86: Analyse der Wetterdaten von April, Mai und Oktober [DeVeTec]

Zur Abschätzung, ob die Trockenbandanlage auch für den ORC-Betrieb geeignet ist, muss im Vorfeld die Ist-Situation analysiert werden. Auf der unteren Abbildung wurden alle Daten zusammengetragen und analysiert.

Betrieb ohne ORC

Maximal zur Verfügung stehende Kühl- bzw. Trocknerleistung im Sommerbetrieb 1458 kW

- Kühlwassertemperatur 90°C
- Temperatur im Trockner 80°C

Die Kühlleistung der Trockenbandanlage ist abhängig vom

- Luftmassenstrom, der am Wärmetauscher vorbeigeführt wird
- Temperaturunterschied ΔT zwischen Außentemperatur und Temperatur im Trockner

Bei einer Außentemperatur von 25°C (ΔT=55 K) wird ein Luftmassenstrom von 95 t/h benötigt, um 1458 kW an die Luft abzugeben. Bei 25°C liegt ein Volumenstrom vom 82.000 m^3/h vor.
Bei einer Außentemperatur von 35°C (ΔT=45 K) wird ein Luftmassenstrom von 116 t/h benötigt, um 1458 kW an die Luft abzugeben. Bei 35°C liegt ein Volumenstrom vom 103.000 m^3/h vor.

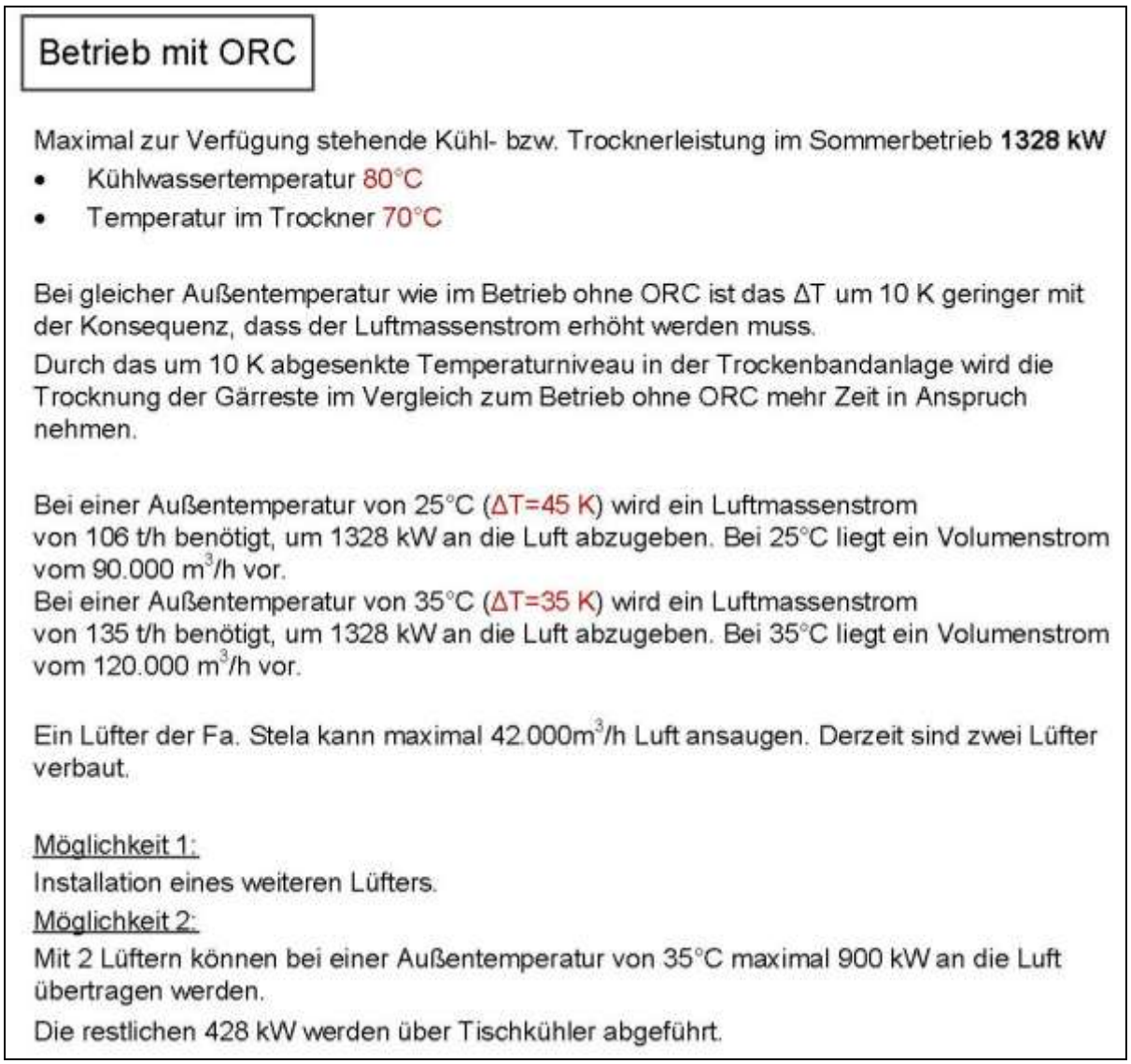
Ein Lüfter der Fa. Stela kann maximal 42.000m^3/h Luft ansaugen. Derzeit sind zwei Lüfter verbaut.

Problem:
85 Betriebsstunden im Jahr herrschen Temperaturen von über 30°C.
Beispiel:
Bei einer Außentemperatur von 35°C können nur 1200 kW an die Luft abgegeben werden, die restlichen 258 kW verpuffen über die Tischkühler.

Abbildung 87: Analyse der Trockenbandanlage ohne ORC [DeVeTec]

Bereits bei Temperaturen von über 30°C ist die Trockenbandanlage im Normalbetrieb an den Leistungsgrenzen.

Nach Feststellung der Betriebsparameter im Normalbetrieb wurde die Situation im ORC-Betrieb analysiert.


Betrieb mit ORC
Maximal zur Verfügung stehende Kühl- bzw. Trocknerleistung im Sommerbetrieb 1328 kW
Kühlwassertemperatur 80°C
Temperatur im Trockner 70°C
Bei gleicher Außentemperatur wie im Betrieb ohne ORC ist das ΔT um 10 K geringer mit der Konsequenz, dass der Luftmassenstrom erhöht werden muss.
Durch das um 10 K abgesenkte Temperaturniveau in der Trockenbandanlage wird die Trocknung der Gärreste im Vergleich zum Betrieb ohne ORC mehr Zeit in Anspruch nehmen.
Bei einer Außentemperatur von 25°C (ΔT=45 K) wird ein Luftmassenstrom von 106 t/h benötigt, um 1328 kW an die Luft abzugeben. Bei 25°C liegt ein Volumenstrom vom 90.000 m3/h vor.
Bei einer Außentemperatur von 35°C (ΔT=35 K) wird ein Luftmassenstrom von 135 t/h benötigt, um 1328 kW an die Luft abzugeben. Bei 35°C liegt ein Volumenstrom vom 120.000 m3/h vor.
Ein Lüfter der Fa. Stela kann maximal 42.000m3/h Luft ansaugen. Derzeit sind zwei Lüfter verbaut.
Möglichkeit 1:
Installation eines weiteren Lüfters.
Möglichkeit 2:
Mit 2 Lüftern können bei einer Außentemperatur von 35°C maximal 900 kW an die Luft übertragen werden.
Die restlichen 428 kW werden über Tischkühler abgeführt.
Abbildung 88: Analyse der Trockenbandanlage mit ORC [DeVeTec]

Wegen der Stromproduktion im ORC-Betrieb verringert sich die zur Verfügung stehende Kühl- bzw. Heizleistung von 1458 kW auf 1328 kW. Im ORC-Betrieb erreicht die Trockenbandanlage bereits bei Außentemperaturen von unter 25°C ihre maximale Tauschleistung. Nach Absprache mit dem Betreiber der Biogasanlage wird auf den Einbau eines zusätzlichen Lüfters verzichtet. Im Sommerbetrieb kann auch ein Teil der Gärreste draußen getrocknet werden. Da bei 35°C Außentemperatur nur 900 kW in der Trockenbandanlage getauscht werden können, muss in den Kühlkreis der ORC-Anlage ein zusätzlicher Tischkühler integriert werden. Man hat sich für einen 600kW-Tischkühler entschieden, der auf das Dach des Containers gestellt wird. Die Notwendigkeit des Tischkühlers besteht darin, dass durch verminderte Kühlleistung der Trockenbandanlage das Kühlwasser für den ORC-Kondensator zu heiß ist. Es wird im ORC-Betrieb zu jeder Zeit eine Kühlwassertemperatur von maximal 73°C nach Kondensator benötigt, da sonst die Kondensation im ORC-Kondensator nicht richtig funktioniert, was eine Druckerhöhung im

Ethanolkreislauf des Kondensators zur Folge hätte. Der Abstand von 5 Kelvin zur Ethanolkondensationstemperatur von 78°C ist für den Kondensator je nach Höhe des Volumenstroms das Maximum. Steigt die Temperatur des Kühlwassers, nachdem es den Kondensator passiert hat, über diesen kritischen Wert von 73°C, schaltet sich die ORC-Anlage ab.

Im Verlauf der Planung wurden das zweite BHKW und die Trockenbandanlage in Betrieb genommen. Auf Basis dieser Messprotokolle, die uns vom Betreiber zur Verfügung gestellt wurden, konnten wir uns die Volumenströme und Temperaturen erschließen.

Abbildung 89: Auszug aus den Messprotokollen der Biogasanlage Kirchwalsede [Evonik]

ORC-Anlage im Winterbetrieb

Neben der Analyse der Trockenbandanlage im Sommer muss auch der Winterbetrieb der gesamten Biogasanlage bei der Betrachtung des ORC-Betriebs berücksichtigt werden. Während im Sommer die Bodenheizung des Fermenters ausgeschaltet ist, muss im Winter diese mit maximal 150 kW betrieben werden. Diese Heizleistung steht somit der Trockenbandanlage nicht mehr zur Verfügung, d. h. von dem im Sommer zur Verfügung stehenden 1458 kW stehen im Winter nur noch 1310 kW zur Verfügung. Zur Analyse des Istzustandes wurden die Volumenströme, die Temperaturen und die Energiebilanzierung für diesen Fall ausgeführt.

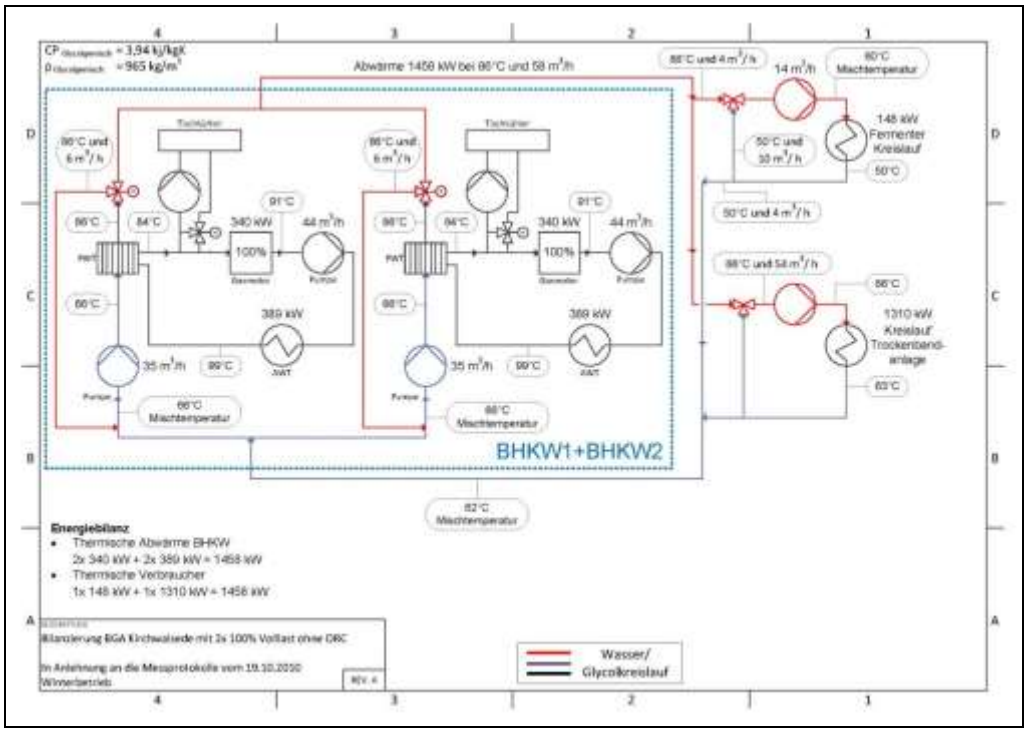
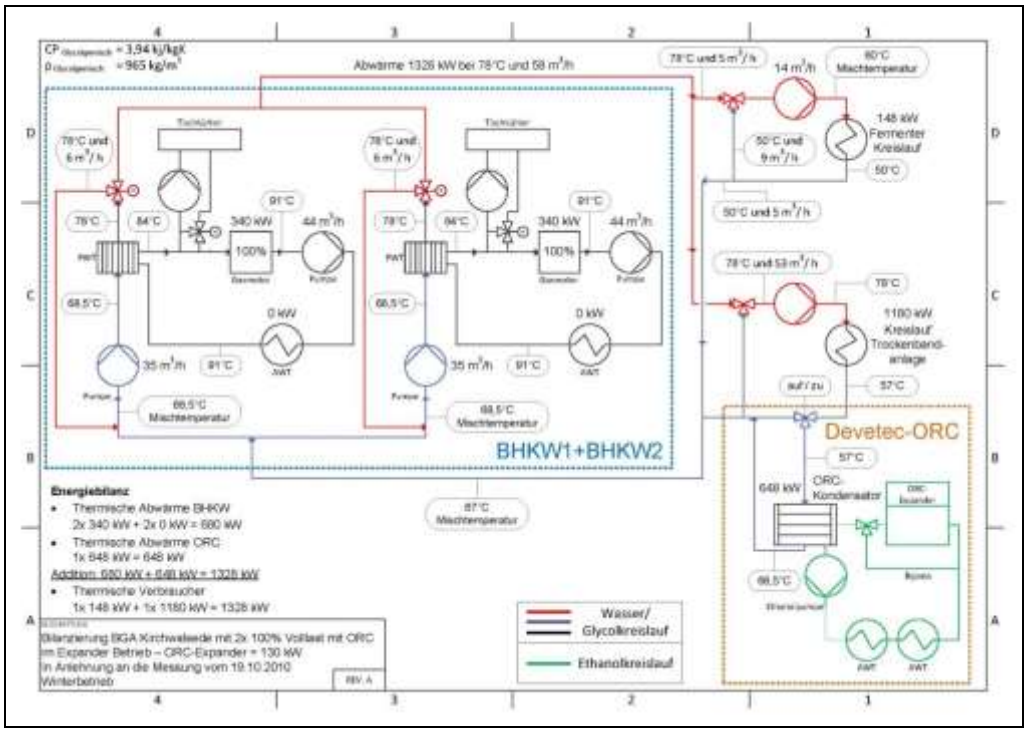
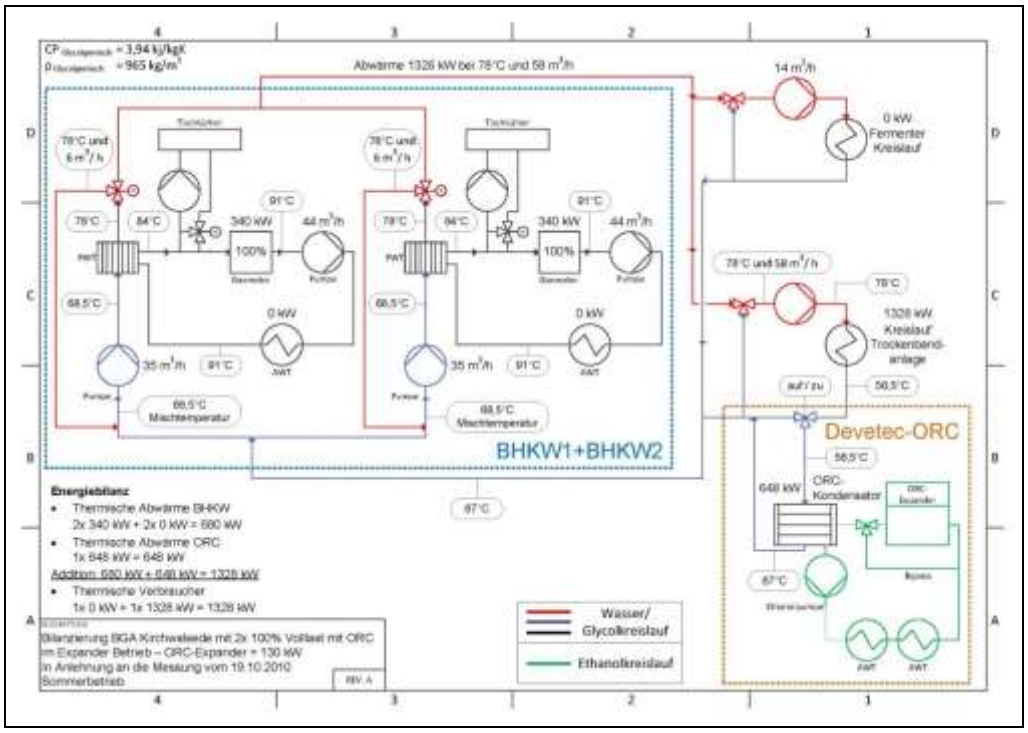


Abbildung 90: Energiebilanzierung der BGA im Volllastbetrieb ohne ORC im Winter [DeVeTec]

Im ORC-Betrieb reduziert sich die Heizleistung für die Trockenbandanlage von 1310 kW auf 1180 kW. Durch die Reduktion der zur Verfügung stehenden Heizleistung an der Trockenbandanlage ändern sich auch die Vor- und Rücklauftemperaturen der Trockenbandanlage. Je geringer die Heizleistung an der Trockenbandanlage sein darf, desto geringer fällt auch der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf aus. Je nach Höhe der Rücklauftemperatur kann das kritisch für den ORC-Kondensator sein, denn eine hohe Rücklauftemperatur an der Trockenbandanlage bedeutet gleichzeitig eine hohe Vorlauftemperatur für den ORC-Kondensator.


Abwärme 1326 kW bei 78°C und 68 m³/h
BHKW1+BHKW2
Devetec-ORC
Energiebilanz
Thermische Abwärme BHKW
2x 340 kW + 2x 0 kW = 680 kW
Thermische Abwärme ORC
1x 648 kW = 648 kW
Addition: 680 kW + 648 kW = 1328 kW
Thermische Verbraucher
1x 148 kW + 1x 1180 kW = 1328 kW
Bilanzierung BGA Kirchweidede mit 2x 100% Volllast mit ORC
im Expander Betrieb – ORC-Expander = 130 kW
In Anlehnung an die Messung vom 19.10.2010
Winterbetrieb
Wasser/
Glycolkreislauf
Ethanolkreislauf
Abbildung 91: Energiebilanzierung der BGA im Volllastbetrieb mit ORC im Winter [DeVeTec]

Aufgrund der niedrigeren Vorlauftemperatur der Trockenbandanlage im ORC-Betrieb ist die Reduzierung der Temperaturdifferenz an der Trockenbandanlage von 23 Kelvin (im Winter ohne ORC, 86°C auf 63°C) auf 21 Kelvin (im Winter mit ORC, 78°C auf 57°C) unkritisch. Diese Analyse war jedoch nötig, da aufgrund der unzähligen Bypässe und Volumenströme im Gesamtsystem nicht klar war, wie sich die Temperaturen und Mischtemperaturen im Einzelnen verhalten. Daher wurde sicherheitshalber die Gesamtanlage auch im Sommer betrachtet.


Abwärme 1326 kW bei 78°C und 68 m³/h
BHKW1+BHKW2
Devetec-ORC
Energiebilanz
Thermische Abwärme BHKW
2x 340 kW + 2x 0 kW = 680 kW
Thermische Abwärme ORC
1x 648 kW = 648 kW
Addition: 680 kW + 648 kW = 1328 kW
Thermische Verbraucher
1x 0 kW + 1x 1328 kW = 1328 kW
Bilanzierung BGA Kirchweidede mit 2x 100% Volllast mit ORC
im Expander Betrieb – ORC-Expander = 130 kW
In Anlehnung an die Messung vom 19.10.2010
Sommerbetrieb
Wasser/
Glycolkreislauf
Ethanolkreislauf
Abbildung 92: Energiebilanzierung der BGA im Volllastbetrieb mit ORC im Sommer [DeVeTec]

Nach Analyse der Betriebszustände wurde der Kondensator auf eine Vorlauftemperatur von 56°C ausgelegt. Bei maximaler Wärmetauschleistung wurde seitens des Kondensatorherstellers eine maximale Rücklauftemperatur von 73°C zugelassen.

8.3 Realisierung des ORC-Moduls

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse mussten alle Komponenten auf das Dach der ORC-Anlage gruppiert werden.

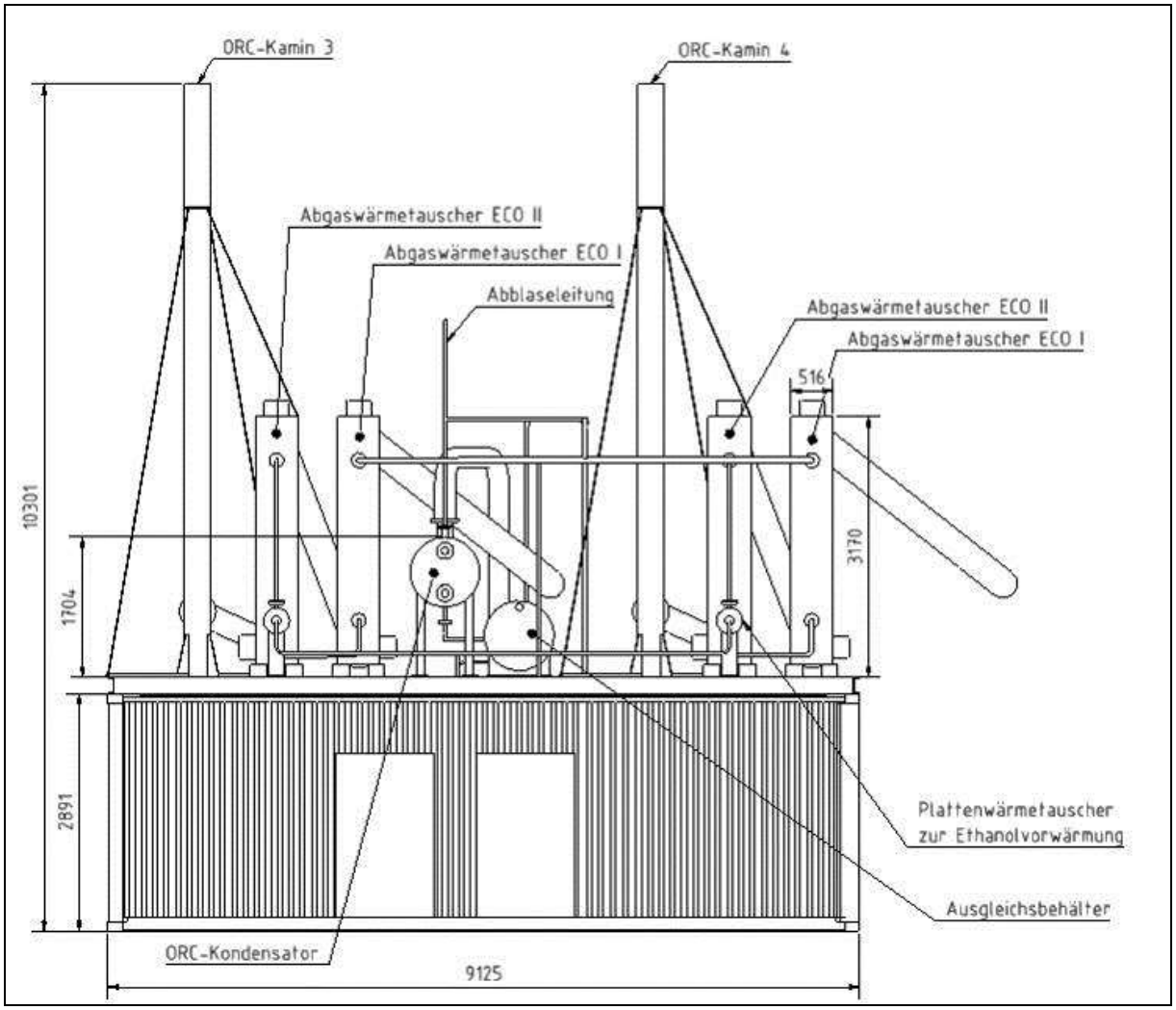


Abbildung 93: ORC-Modul [DeVeTec]

Das ORC-Modul ist lokal in zwei Bereiche aufgeteilt, den Bereich im Container und den Bereich oberhalb des Containers.

Bereich im Container

Das ORC-Modul besteht aus einem umgebauten 30-Fuß-Container, dessen Breite und Höhe nicht dem 30°-Fuß-Normcontainer entsprechen. Für die Unterbringung des ORC-Expanders wurden Änderungen in den Dimensionen notwendig. Der Container hat eine Sonderbreite von 3130 und eine Sonderhöhe von 2591mm.

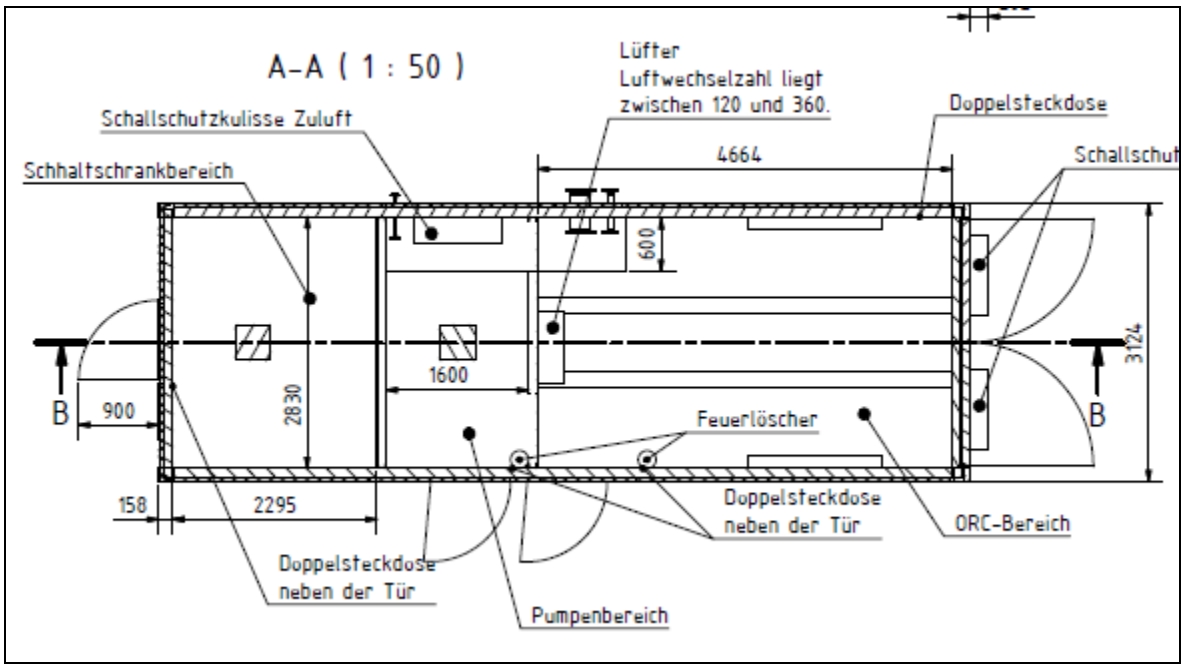


Abbildung 94: Aufbau Container [DeVeTec]

Die Apparate für den ORC-Prozess befinden sich, mit Ausnahme der Ethanolpumpe, auf dem Container, während sich die Komponenten zur Stromerzeugung im Container befinden. Durch die doppelstöckige Bauweise werden die Leitungswege kurz gehalten und die benötigte Bodenfläche entspricht der Containergrundfläche. Der Container ist in einen Schaltschrank-, einen Pumpen- und einen ORC-Bereich unterteilt, die über separate Eingangstüren betreten werden können. Der ORC-Bereich kann zusätzlich stirnseitig über zwei nach außen öffnende Flügeltüren betreten werden. Im Bodenbereich der Türen sind Schutzkanten angebracht, die verhindern sollen, dass austretende Flüssigkeiten den Container verlassen.

Im Schaltschrankbereich sind die Schaltschränke mit der Leistungselektronik und der Regelungstechnik untergebracht. Über eine seitliche Kabeldurchführung in der Containerseitenwand wird die Elektrik mit der Anschlusselektronik verbunden.

Die Ethanolpumpe mit Filter ist zusammen mit der Schallschutzkulisse mit integrierten Lüftungsschlitzen im Pumpenraum verbaut. Im ORC-Bereich ist an der Trennwand zwischen Pumpen- und ORC-Bereich der Lüfter, der für einen ausreichenden Luftwechsel sorgt, befestigt. Der ORC-Expander, der Synchrongenerator und die Peripheriegeräte befinden sich im ORC-Bereich.

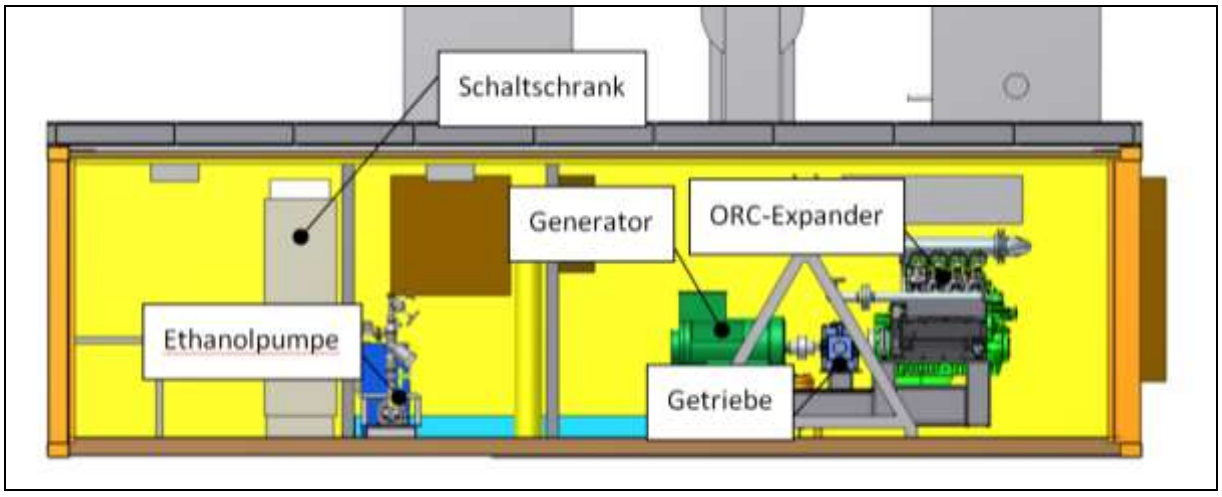


Abbildung 95: Aufbau Container mit ORC-Expander [DeVeTec]

Bereich auf dem Container

Um thermische Verluste durch lange Verbindungsleitungen gering zu halten, sind die Apparate des Dampfkreisprozesses auf dem Containerdach angeordnet. Alle Komponenten sind mit dem Trägerrahmen verschraubt. Der Trägerrahmen wurde auf den Container gesetzt und mit dem Container verschraubt. Über die vier Ecksäulen des Containers werden die Kräfte, die durch den Containerdachaufbau hervorgerufen werden, in die Fundamente geleitet. Auf der unteren Abbildung sind die Komponenten, die sich auf dem Containerdach befinden, benannt.

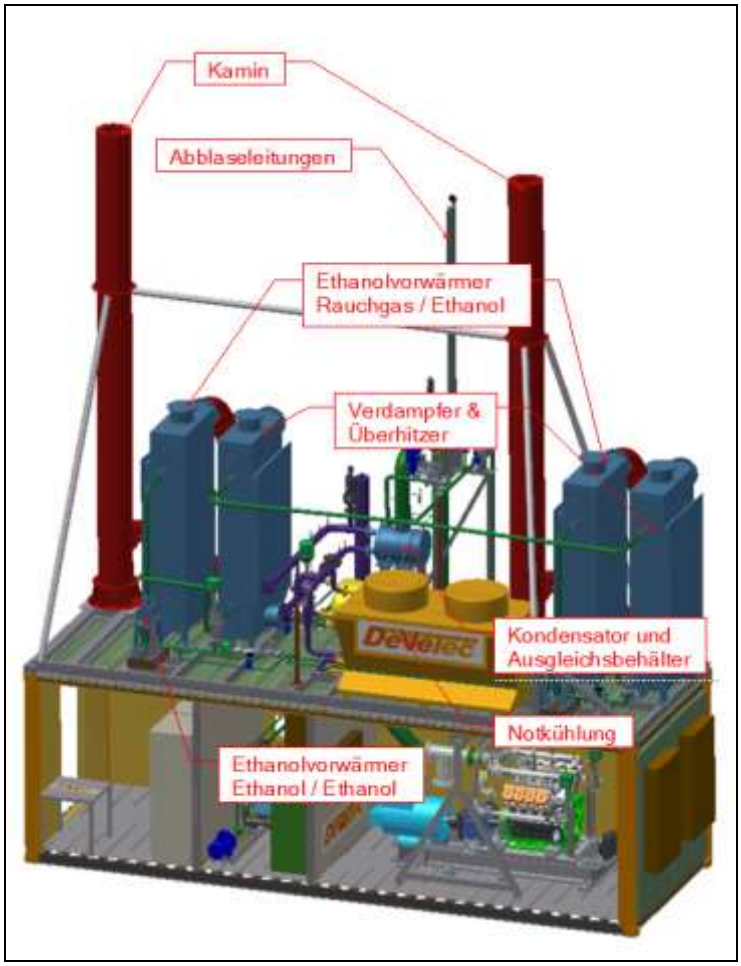


Abbildung 96: Komponenten des Dampfkreisprozess [DeVeTec]

Zusätzlich befindet sich auf dem Container eine Ausblase- und Atmungsleitung. Beim Befüllen der Anlage und beim An-und Abfahren des ORC-Kreisprozesses entweicht Ethanol über die Ausblase- und Atmungsleitung nach draußen. Während des Betriebs des ORC-Kreislaufprozesses ist nicht mit einem Entweichen von Ethanol durch die Ausblase- und Atmungsleitung zu rechnen.

Wassergefährdung

Zum Betrieb des ORC-Dampfkreisprozesses werden ca. 1 m^3 vergällter Ethanol als Medium eingesetzt. Entsprechend dem Katalog wassergefährdender Stoffe findet man Ethanol in der Wassergefährdungsklasse (WGK) 1 wieder. Gemäß der Verordnung über Anlagen zum Umgang mit wassergefährdenden Stoffen und über Fachbetriebe wird Ethanol bei einem Volumen von 1 bis 10 m^3 der Gefährdungsstufe A zugeordnet. Zur Verbindung der oberirdischen Rohrleitungen werden lösbare Flanschverbindungen eingesetzt, bei denen die Dichtung nicht aus ihrem Sitz gedrückt werden kann. Zudem werden Dichtungen verwendet, die als dauerhaft technisch dicht gelten. Zur Schmierung des Expanders wird Motorenöl verwendet, welches der WGK 2 zuzuordnen ist. Im Expander werden weniger als 0,1 m^3 Motorenöl verwendet, wodurch bei dieser Menge die Gefährdungsstufe A anzusetzen ist. Der ORC-Container, in dem der Expander steht, ist so konzipiert, dass austretendes Motorenöl den Container nicht verlassen kann. Die Befüllung der Anlage mit Ethanol erfolgt aus Ethanolfässern mit einem Füllvolumen von jeweils 200 Litern, die außerhalb des Aufstellungsraumes gelagert werden. Die Befüllung und Entleerung der Anlage wird im belüfteten Pumpenraum des ORC-Containers durchgeführt.

Betriebssicherheit

Die ORC-Anlage ist für den Betrieb ohne Beaufsichtigung konzipiert. Durch die Verwendung eines Containers kann ein definierter Raum von der Umgebung abgegrenzt werden. Sollten während des Betriebes Störungen in Form von Undichtigkeiten an den Dichtungselementen auftreten, verhindert eine technische Lüftung das Bilden einer explosionsfähigen Atmosphäre. Der Lüfter saugt während des laufenden ORC-Betriebes Frischluft von außen über die Schallschutzkulisse mit integrierten Lüftungsschlitzen, die sich im Pumpenbereich befindet, an und befördert diese über die Lüftungselemente, die sich im ORC-Bereich befinden, nach draußen. Im Betrieb läuft die Lüftung dauernd, während vor und nach dem Betrieb der ORC-Anlage Vor- und Nachlaufzeiten vorgesehen sind, sodass der Container im jedem Betriebsfall ausreichend gespült ist. Zusätzlich ist der Pumpen- und ORC-Bereich mit Sensoren bestückt, die die Ethanol-Grenzkonzentration kontrollieren. Im Brandfall schließen beide Lüftungselemente der Schallschutzkulissen automatisch und die Lüftung wird ausgeschaltet. Somit wird verhindert, dass das Feuer mit Frischluft versorgt wird.

Schallschutz

Zusätzlich ist der Container mit Schallschutzelementen an Wänden, Türen und Decken ausgestattet, wodurch die Lärmemissionsgrenzwerte in angrenzenden Wohngebieten eingehalten werden können. Durch die Dämmung wird der Schalldruckpegel um ca. 28 dB gesenkt. Der Schalldruckpegel Lp im 10m-Abstand beträgt 64 dB(A). Für die Belüftung des Containers sind in der Seitenwand und in den Flügeltüren Öffnungen vorgesehen. Die Lärmemissionen werden durch die Verwendung von zusätzlich Schallschutzkulissen im Bereich der Öffnungen minimiert.

Fundamente

An der Stelle, wo der ORC-Container aufgestellt wird, verlaufen unterirdische Rohrleitungen. Um den ORC-Container aufstellen zu können, ist an den Stellen, wo keine Rohrleitungen verlaufen, ein Streifenfundament vorgesehen.

Abbildung 97: Rohrleitungen im Erdreich vor den beiden BHKWs [Areva]

Die obere Abbildung zeigt das unterirdische Rohrleitungssystem, dass zum Zeitpunkt der ORC-Planung mit Erdreich verschüttet war. Daher wurde auf Basis des obigen Fotos die Fundamentaufteilung geplant.

Insgesamt stützen drei Streifenfundamente den Container. Das Fundamt beginnt auf Höhe der im Boden liegenden Rohrleitungen. Dadurch wird sichergestellt, dass keine zusätzliche Bodenlast über das Erdreich auf die Rohrleitungen übertragen wird. Zudem ist die Zugänglichkeit zu den unterirdischen Rohrleitungen gewahrt. Durch entsprechende Aushubarbeiten gelangt man im Reparaturfall an die Rohrleitungen. Die Aushubarbeiten für die Fundamente werden von Hand ausgeführt, um etwaige Schäden an den vorhandenen Rohrleitungen zu vermeiden.

Abbildung 98: Fundamente für ORC-Anlage [DeVeTec]

Das untere CAD-Bild zeigt die Integration des ORC-Moduls in die bestehende Biogasanlage. Es zeigt auch die Auskopplung der Abgase nach den BHKW-Katalysatoren. Wegen der beengten Platzverhältnisse mussten zwei neue Kamine geschaffen werden, über die die Abgase im ORC-Betrieb entweichen können.

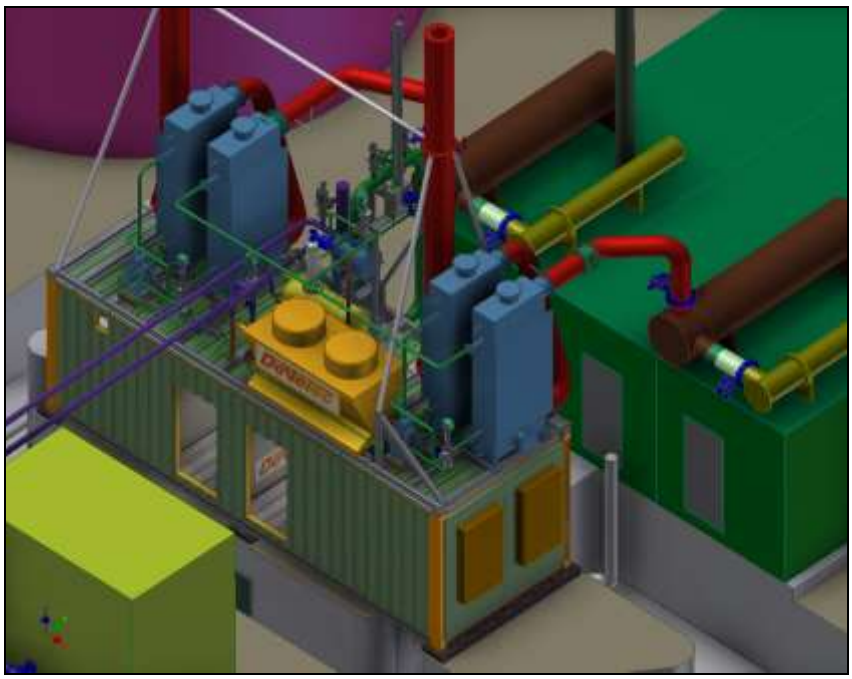


Abbildung 99: Aufstellung der ORC-Anlage im 3D [DeVeTec]

Abbildung 100: Aufstellung der ORC-Anlage vor Ort [DeVeTec]

Inbetriebnahme Kirchwalsede

Ende Juli 2012 wurden die ersten Kilowattstunden ins Netz eingespeist. Es wurden innerhalb der folgenden Tage 40 Betriebsstunden absolviert. Allerdings stand schon zu diesem Zeitpunkt fest, dass die Schwefelwasserstoffanteile im Biogas über 300 ppm liegen. Der Probebetrieb wurde seit August 2012 aus folgenden Gründen eingestellt:

- Die Schwefelwasserstoffanteile liegen weit über den vereinbarten 300 ppm. Es wurde seitens der Fa. DeVeTec nachträglich eine Datenverbindung zum Messcomputer, der die Schwefelwasserstoffanteile im Biogas kontinuierlich aufzeichnet, geschaffen. Die Werte liegen zwischen 0 und über 3000 ppm. Wobei die Werte zwischen 0 und 100 ppm auch darauf zurückzuführen sind, dass die Biogasproduktion nicht im Volllastbereich läuft.

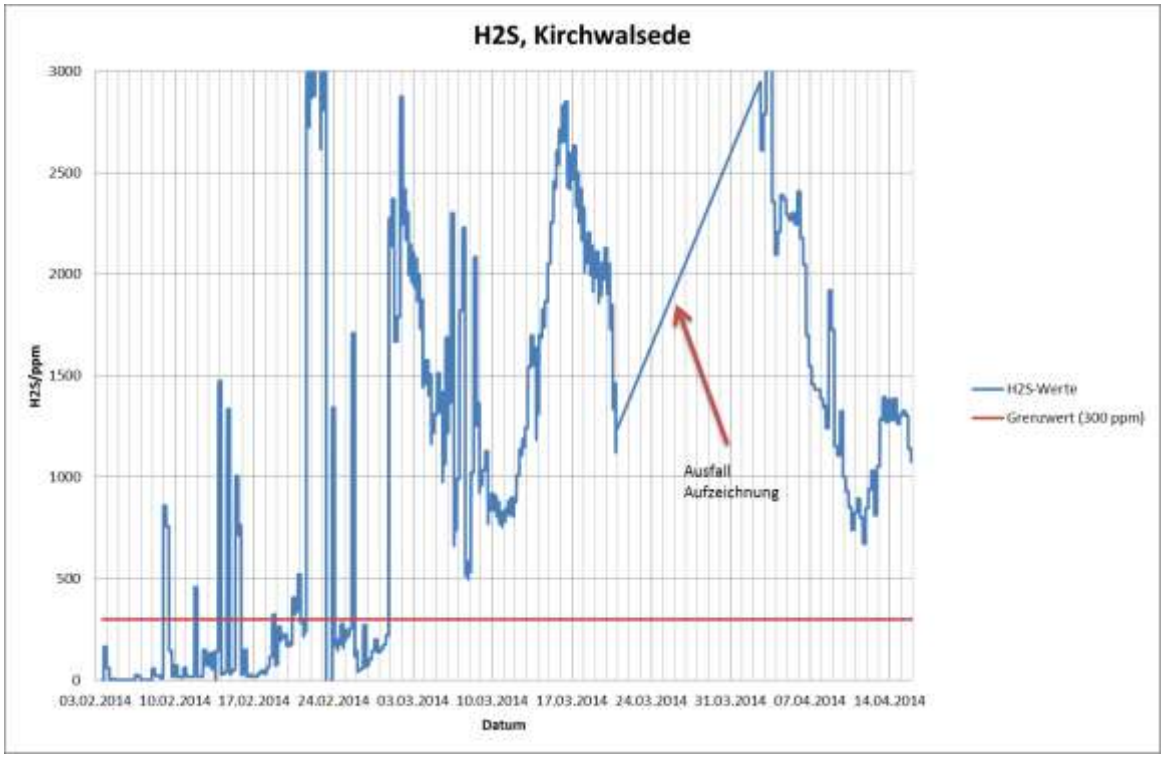


Abbildung 101: H2S Konzentration in Kirchwalsede [DeVeTec]

- Die Biogasanlage fällt wegen Schäden am Fermenter, an der Trockenbandanlage, am Separator und an den BHKWs relativ häufig aus.

Wegen der Schwefelwasserstoffproblematik kann die ORC-Anlage derzeit und in absehbarer Zukunft nicht in Betrieb genommen werden.

9 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Worms

9.1 Planungen

Mit den Planungen für die zweite Feldversuchsanlage wurden im November 2011 begonnen. Im April 2012 wurde dann die Freigabe der Planung von Evonik Industries erteilt. Der Beginn der Aufbauarbeiten in Worms war für September 2012 terminiert.

Die Besonderheiten des Standortes Worms sind die sehr beengten Platzverhältnisse für Container und Verdampfer sowie die räumliche Trennung von Container und Verdampfer von über 20 Meter quer durch eine stark bebaute Industrieanlage. Des Weiteren müssen der Container und auch der Verdampfer so mobil gestaltet werden, dass sie alle 2 Jahre zwecks Wartungsarbeiten an der Industrieanlage komplett weggenommen werden können. Der Zeitaufwand sollte dabei 2 Tage nicht überschreiten. Dadurch resultieren auch straffe organisatorische Maßnahmen.

Die Wärmequelle für den ORC ist Kühlungsluft aus einer Säurespaltanlage (zur Herstellung von Schwefelsäure), welche eine max. Temperatur von 340°C aufweist. Bedingt durch den geringen Luftmassenstrom ist die elektrische Leistung der ORC-Anlage unter 100 kW. Trotz der unterschiedlichen Nennleistung (Fenne 200 kW, Kirchwalsede 130 kW und Worms 100 kW) kann der gleiche ORC-Motor benutzt werden. Somit wird die Gleichheit aller Bauteile für die unterschiedlichen Leistungsgrößen bewahrt.

Am Standort Worms kann die Wärme aus dem ORC-Kondensator nicht mehr in einem Heizkreis benutzt werden, deshalb kommt erstmalig ein Ethanol-Luftkondensator der Fa. Hering zum Einsatz. Dieser ist selbst im Sommerbetrieb bei 35°C mit einer Leistung von 125% ausgelegt worden, falls ein möglicher Austausch des ORC-Mediums (siehe Medienentwicklung) gemacht wird und eine höhere Kondensatorleistung benötigt wird.

9.2 Aufbau und Kaltinbetriebnahme

Die Anlage wurde bis Ende 2012 aufgestellt und die Kaltinbetriebnahme des ORC-Moduls ist erfolgt. Herausfordernd waren die dezentrale Aufstellung des Verdampfers ggü dem Maschinencontainer, die besonderen Herausforderungen an einem Chemiepark sowie die erhöhte Korrosion der Behälter und Rohrleitungen während der Aufstell- und Montagezeit. Eine besondere und eine zeitintensive Herausforderung war es, die formellen Auflagen des Standortes in Worms zu erfüllen.

Es waren ca. 80 Personen im Auftrag von Evonik und ca. acht Personen seitens der Fa. DeVeTec an dem Aufbau beteiligt.

Der vormontierte ORC-Container wurde wie geplant am Aufstellungsort aufgestellt. In ständiger Abstimmung mit dem Auftraggeber wurden sämtliche Gewerke, wie das Aufstellen der Wärmetauscher, die Errichtung der noch fehlenden Rohrleitungen, Verkabelungsarbeiten, Isolierungsarbeiten, etc. aufeinander abgestimmt und koordiniert.

Aufgrund zeitlicher Verschiebungen im Projektverlauf musste die Verrohrung der Stickstoff- und Kondensatleitungen im Nachgang vor Ort erledigt werden.

Während der Inbetriebnahme mussten zwei Heißluftklappen die sich bereits zuvor im Abgasstrang befanden getauscht werden, da diese durch die erhöhte Schwefelsäurekonzentration in der Umgebung während längerer Stillstandszeiten (Jahre) festkorrodiert waren. Durch diesen Umstand verzögerte sich die Inbetriebnahme um mehrere Wochen.

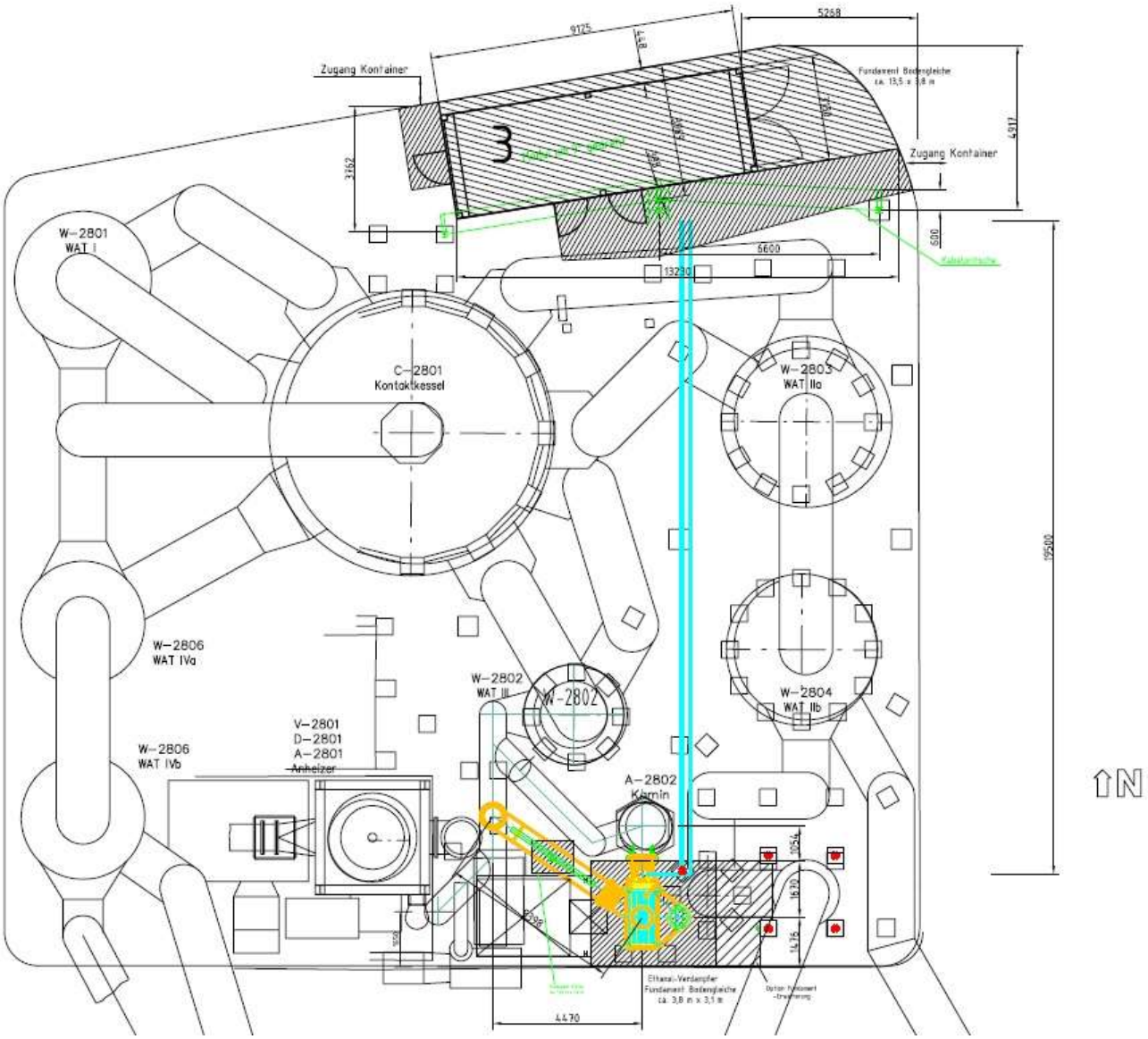


Abbildung 102: Dezentrale Anordnung Container u. Verdampfer in Worms

Abbildung 103: Aufstellung der ORC-Anlage in Worms [Evonik]

Abbildung 104: Innenansicht Container Worms [Evonik]

9.3 Warminbetriebnahme

9.3.1 Allgemein

Nach der TÜV-Abnahme wurde die Anlage im Frühjahr 2013 warm in Betrieb genommen. In der Anlage waren auffallend viele Partikel eingetragen worden, welche sich im Feinfilter (0,01 mm abs. Korngröße) abgesetzt hatten. Da die Standardfilter nicht über genug Fläche verfügten und ein Betrieb der Anlage unmöglich war, musste eine separate Filterstation installiert werden. Erst nach wochenlangem Filtern konnte die Anlage auf den ursprünglichen Zustand zurückgebaut und mit der Inbetriebnahme fortgeführt werden. Die Inbetriebnahme des Motors gestaltete sich als problemlos.

9.3.2 Betrieb

Das Wärmeangebot für den Dampfprozess steht die überwiegende Zeit nur in Teillast zur Verfügung. Der Motor und die ORC-Anlage wurden dahin gehend zunächst auf den Teillastbetrieb eingestellt, sodass Leistungen zwischen 20 und 90 kW, bei 95 kW Nennleistung gefahren wurden. Der überwiegende Anteil liegt zwischen 50 und 80 kW elektrisch.

9.3.3 Expander

Der Expander läuft ohne größere Auffälligkeiten. Es wurden noch keine Untersuchungen notwendig, die ein Demontieren bzw. Öffnen des Motors erforderlich machen.

Die verbauten Leckgasdichtungen können einen Ethanoleintrag in das Kurbelwellengehäuse nicht sicher verhindern. Dies liegt an der Konstruktion (offener Stoß), welche aber dadurch eine Langlebigkeit gewährleistet. Ein Ethanoleintrag in das Kurbelwellengehäuse stellt aber keine Schwierigkeit dar, weil das Ethanol bei warmer Maschine wieder aus dem Kurbelwellengehäuse abgesaugt wird und dem Ethanolkreislauf zurückgeführt werden kann. Das verwendete Schmieröl im Motor kann eine Beladung von 10% Ethanol dauerhaft verkraften, ohne eine Beeinträchtigung zu erleiden.

9.3.4 Steuerung / SPS

In der Steuerung selbst sind noch Mängel sichtbar geworden, die der Zulieferer auf der Softwareseite noch beseitigen muss. Ein vollständiger autarker Betrieb (ohne Beaufsichtigung) ist erst danach und mit einer funktionierenden Motorüberwachung möglich. Aktuell wird die Anlage noch mit ständiger Aufsicht durch Personal von DeVeTec gefahren. Dieses schränkt die Laufzeit neben der max. Verfügbarkeit von 3000 /h noch weiter deutlich ein.

9.3.5 Anlagentechnik

Die verbauten Komponenten zeigen im Probebetrieb zufriedenstellende Funktionen.

Der Öl-Ethanolabscheider am Kurbelwellengehäuse ist noch nicht für einen Betrieb von 8000/h ausgelegt. Dieses Thema wird in einer separaten Untersuchung (u.a. Bachelor-Thesis) aufgeführt.

Das Zudampfventil X201, welches auch als Stellorgan für die Drehzahlregelung (Synchronisierung) dient, muss noch in der Regelcharakteristik verbessert werden. Zusammen mit dem Hersteller RTK werden sowohl Hardware als auch Software überarbeitet, um ein schnelleres Synchronisieren und damit einen schnelleren Anlagenstart zu ermöglichen. Die durchschnittliche Synchronisierungszeit von 20 Minuten konnte bisher auf ca. fünf Minuten reduziert werden. Zudem ist dieses Ventil maßgeblich für die Schnellstoppfähigkeit des Motors verantwortlich. Es muss im Bedarfsfall in kürzester Zeit die Dampfzufuhr zum Motor unterbinden. Bisher konnte die Schnellschlusszeit von acht Sekunden auf drei Sekunden gesenkt werden. Angestrebter Wert im zweiten Halbjahr ist eine Schnellschlusszeit unter einer Sekunde. Dazu laufen parallel Untersuchungen an einem Prüfstand und der Einsatz eines zweiten Ventils.

9.3.6 Schadensfrüherkennung / -prävention (Motorüberwachung)

Der Zulieferer konnte die Probleme bisher nicht zufriedenstellend lösen. Zwar liefert das System Signale, diese sind jedoch noch nicht auf einem verwertbaren und damit anwendbaren Niveau. Als Schaden soll eine Ventilsteuerung höherem Niveau erkannt werden, da die Energie des Anhebens und des Aufsetzens des Ventils deutlich höher liegt. Weil die Maschine nur im Stillstand „präpariert“ werden kann, kann kein signifikanter „Schaden“ während des Betriebes produziert werden. Da die Erfolgsaussichten des Systems seitens DeVeTec nur noch als sehr gering eingestuft werden, wurde parallel mit einer Entwicklung einer eigenen Motorüberwachung begonnen.

9.4 Probebetrieb

9.4.1 Allgemein

Das Wärmeangebot hat sich deutlich verschlechtert, d. h. es steht kaum noch ausreichend Wärme für einen Betrieb zur Verfügung. Aus diesem Grund konnten kaum Erfahrungen gesammelt werden.

Seit Anfang Dezember 2013 ist die Anlage zwar für den Betrieb ohne Beaufsichtigung seitens DeVeTec freigegeben jedoch musste die Anlage für einige Monate wegen des Werkstillstandes der Schwefelsäureanlage ausgesetzt werden. Für die Revisionsarbeiten musste der Verdampfer demontiert und zwischengelagert werden.

Die Wiederinbetriebnahme erfolgte erst Ende Mai 2014.

9.4.2 Expander

Der Expander läuft ohne Auffälligkeiten. Eine erste Inspektion nach 200 Stunden zeigte, dass kein Verschleiß erkennbar ist. Nur die Einlassventile wurden prophylaktisch auf die pulvermetallurgischen Stähle getauscht. Die nächste planmäßige Inspektion ist bei 500 Stunden geplant.

9.4.3 Steuerung / SPS

Trotz noch kleinerer Mängel an der Steuerung kann die Anlage ohne Personal betrieben werden. Das Sicherheitskonzept wurde so verbessert, sodass das Risiko eines Motorschadens aufgrund von Abschaltungen oder möglichen Fehlern deutlich gesenkt werden konnte. Um dies zu vervollständigen, steht noch eine Hardwareänderung der Sicherheitskomponenten aus.

9.4.4 Anlagentechnik

Es wurde ein neuer Ölabscheider mit separatem Öldrucklauf montiert. Diese ist für den dauerhaften Betrieb ausgelegt.

Das Zudampfventil X201, welches auch als Stellorgan für die Drehzahlregelung (Synchronisierung) dient, wurde deutlich im Regelverhalten verbessert. In Zusammenarbeit mit dem Hersteller konnten eine Redundanz und eine Schließzeit unter einer Sekunde realisiert werden.

9.4.5 Schadensfrüherkennung / -prävention (Motorüberwachung)

Das eigenentwickelte System (Noise and Vibration Guard) liefert eine zuverlässige akustische Überwachung des Motors. Dadurch können einzelne oder auch schleichende Events erkannt werden.

9.5 Messergebnisse

Die Feldtestanlage Worms ist die erste Anlage, die die eine stark schwankende Wärmequelle aufweist. An dieser Anlage soll demonstriert werden, dass die ORC-Anlage in der Lage ist, starke Schwankungen im Wärmeangebot nachzugehen.

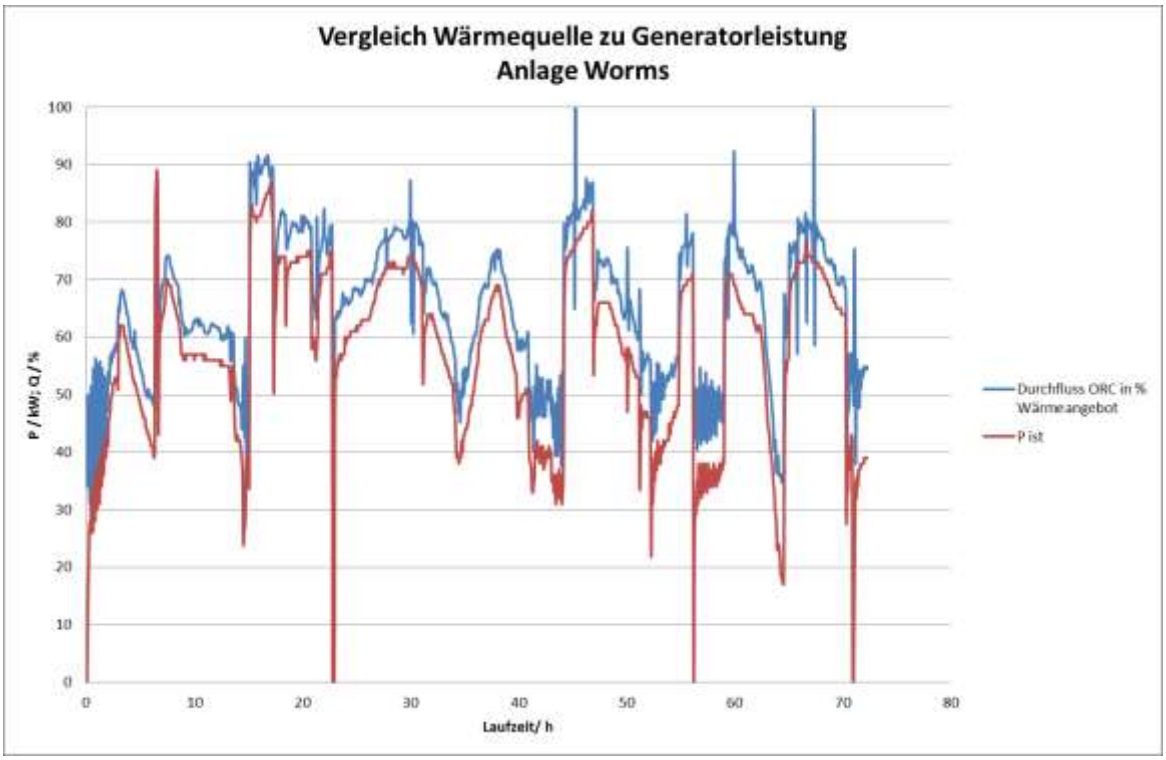


Abbildung 105: Vergleich Wärmequelle zu elektrischer Leistung [DeVeTec]

Im dargestellten Diagramm ist deutlich zu erkennen, wie die elektrische Leistung fast ohne Zeitverzug dem Wärmeangebot nachfährt. Das Wärmeangebot steht max. 3000 h/a zur Verfügung und während dieser Zeit deutlich unter der ausgelegten Menge. Bei vollem Wärmeangebot werden max. 95 kW in elektrische Energie umgesetzt. Das folgende Diagramm zeigt die bisherige Lastverteilung in Worms.

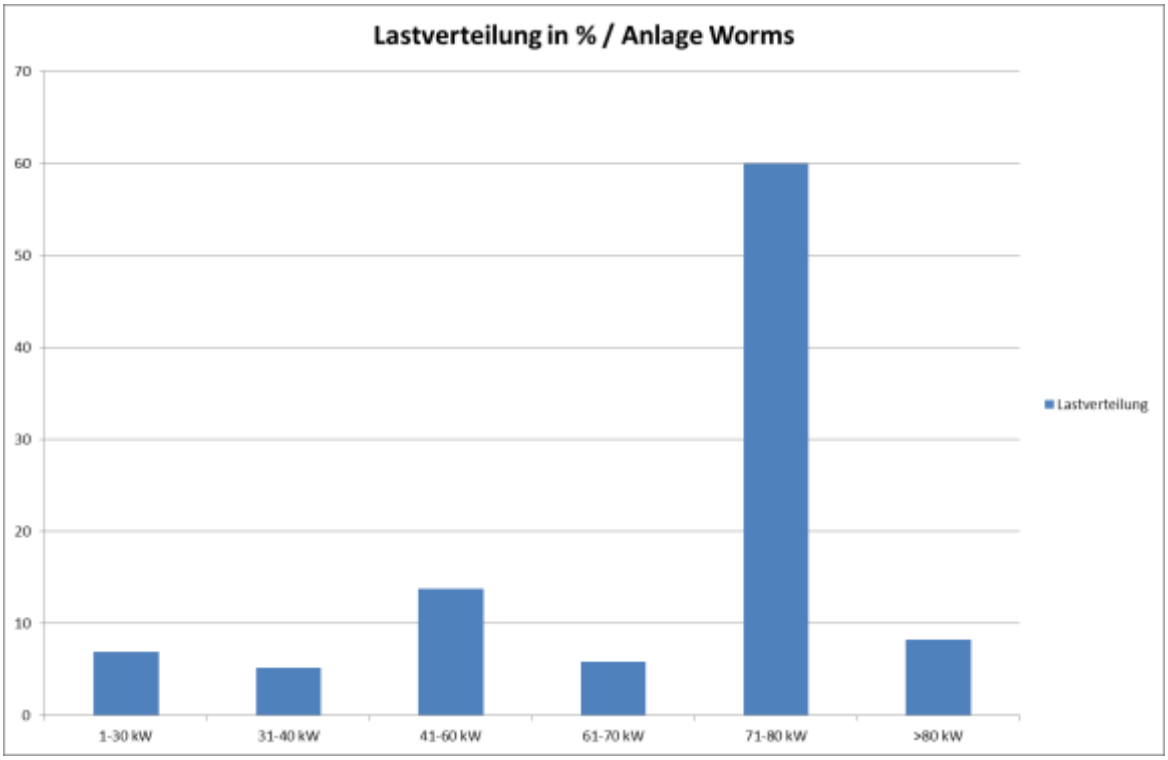


Abbildung 106: Lastverteilung in % in Worms [DeVeTec]

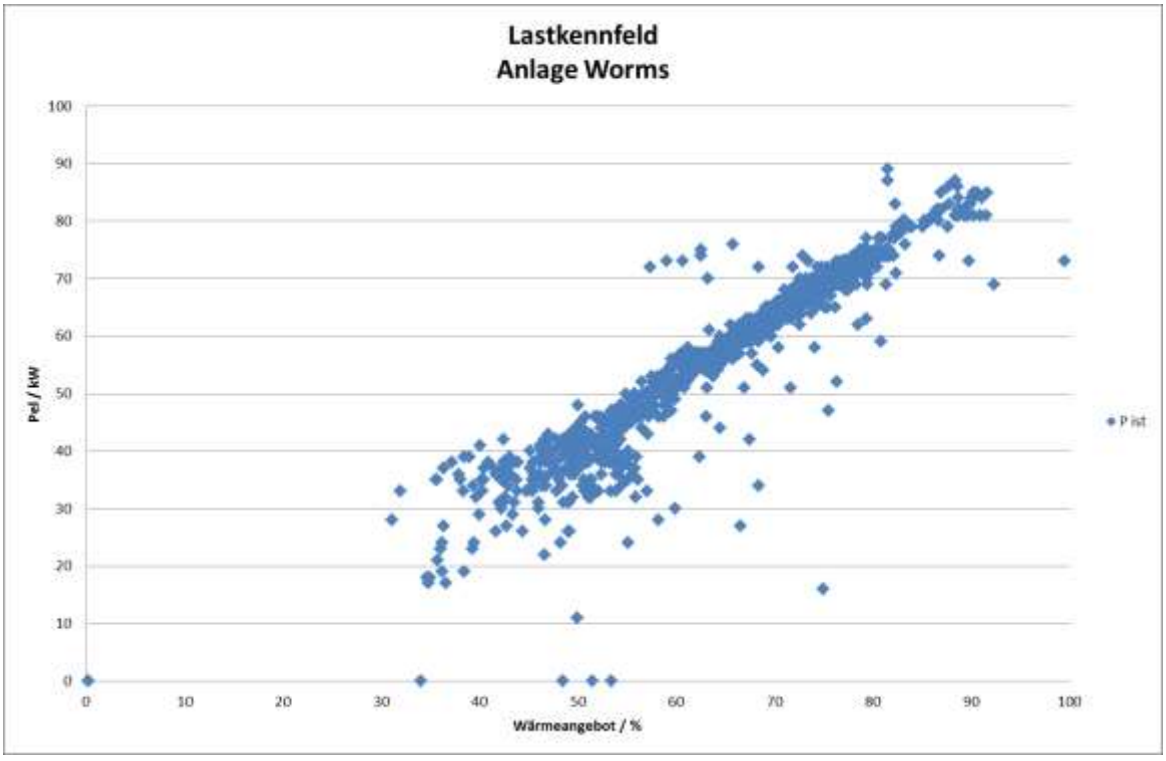


Abbildung 107: Lastkennfeld Anlage Worms [DeVeTec]

Die hohe Teillastfähigkeit kann auch in einem Lastkennfeld dargestellt werden. Im Lastkennfeld ist ein linearer Zusammenhang zwischen Wärmeangebot und erzeugter elektrischer Leistung erkennen. Einzelne Ausreißer resultieren durch gelegentliches Überschwingen der Anlage.

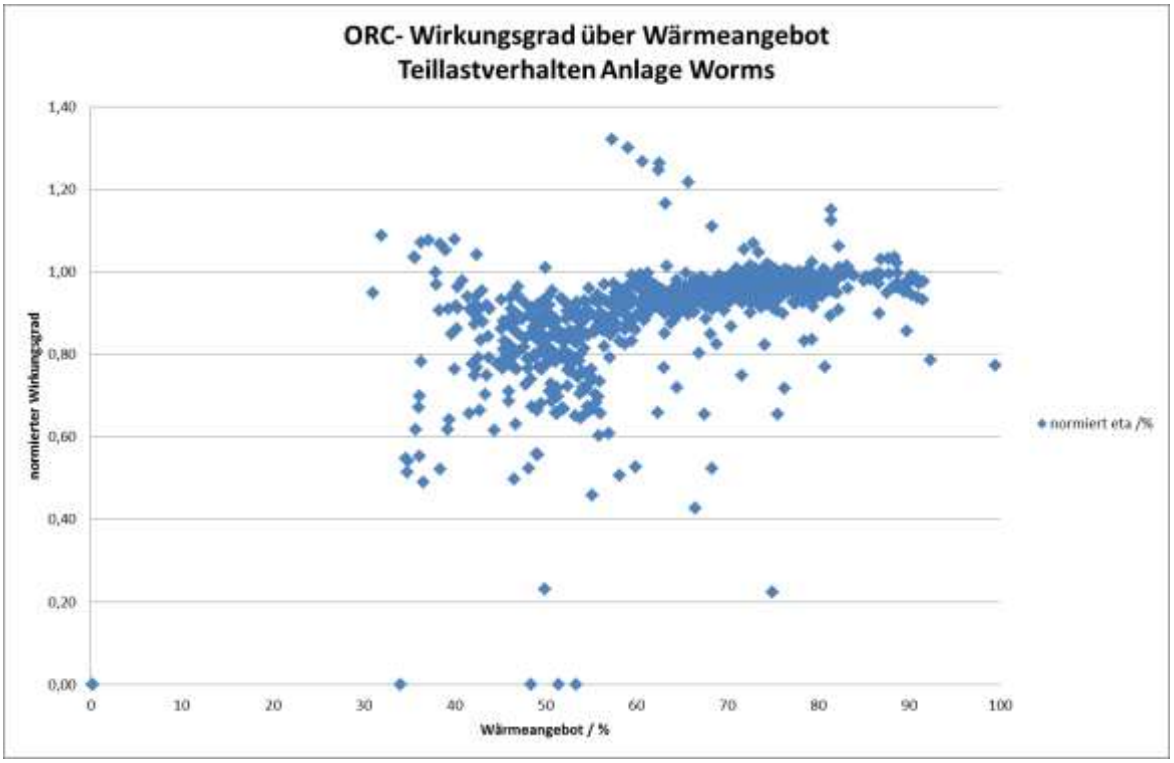


Abbildung 108: Wirkungsgratkennfeld Anlage Worms [DeVeTec]

Die Maschine (hier V8) zeigt auch bei Teillast hohe Wirkungsgrade auf. Es besteht noch Potenzial die Teillastwirkungsgrade zu steigern, indem die Maschine darauf eingestellt wird. Dies bedarf aber noch einer Modifikation des Gaswechsels, bedeutet, dass bei sinkendem Wärmeangebot das Füllvolumen verringert werden muss.

10 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Boffzen

10.1 Allgemein

Die erdgasgefeuerte Glasschmelze von Noelle und von Campe Glashütte GmbH (NuvC) stellt der ORC-Anlage Boffzen durch eine aufwendige Rauchgasaufbereitung mittels Elektrofilter und Kalkeindüsung ein qualitativ hochwertiges Rauchgas zur Verfügung. Die Rauchgasmessungen haben ergeben, dass an der für die Einbindung vorgesehenen Position des Wärmetauschers weder Säuretaupunkte noch andere Probleme berücksichtigt werden müssen.

Bereits bei der Planung des Glaswerks und insbesondere des Rauchgasweges durch NuvC in 2009 wurde über eine Möglichkeit zur Nutzung der thermischen Restwärme des Rauchgases nachgedacht.
Daher wurde ein leicht zugänglicher senkrechter Rauchgaskanal installiert, der mit passenden Flanschanschlüssen für die Installation einer Wärmerückgewinnungsanlage ausgestattet wurde. Weiter wurde eine ausreichend große Fläche für selbigen Zweck vorgesehen.

Abbildung 109: Ursprünglicher Rauchgasweg [DeVeTec]

Abbildung 110: Aufstellungsort [DeVeTec]

Entsprechend besitzt die Abwärmequelle dieser Feldtestanlage optimale Voraussetzungen für einen platzsparenden und einfach zu integrierenden Rohrleitungsbau mit kurzen Wegen im Ethanol-, Heiz- und Kühlkreis.

Eine weitere wesentliche Charakteristik der Wärmequelle ist die hohe Verfügbarkeit von nahezu 8.600 Stunden im Jahr.

Die Besonderheit der Feldtestanlage ist die Neuentwicklung des V-12-Dampfexpansionsmotors und die Möglichkeit die Anlage ganzjährig mit konstanter Leistung zu betreiben.

Die ORC-Anlage besteht zum einen aus dem Verdampfer und zum andren aus einem Containermodul, in dem die wesentlichen Anlagenelemente und insbesondere der Motor untergebracht sind. Das Containermodul ist mit einem Dachrahmen ausgestattet, der zusätzliche Fläche für diese Anlagenkomponenten bereitstellt.

Aufgrund der Qualität des Rauchgases konnten auf eine Ethanolvorwärmung und andere Maßnahmen zur Vermeidung von Säuretaupunkten verzichtet werden. Um dennoch sicherzustellen, dass keine Schäden in Heizkreis und Verdampfer auftreten, wurde der Wärmetauscher darauf ausgelegt, das 370°C heiße Abgas der Glashütte nur auf 180°C abzukühlen.

Die Kondensation des Ethanoldampfes erfolgt durch einen Kühlkreislauf mit einem Wasser-Glykol-Gemisch mit einer Vorlauftemperatur von 65°C und einer Rücklauftemperatur von 45°C. Die thermische Leistung, die dem Ethanol dadurch entzogen wird, wird von NuvC genutzt, um eine eigens dafür ausgelegte und neu installierte Hallenheizung zu betreiben. Dadurch kann im Winter die erdgasbetriebene Zentralheizung des Werks komplett abgeschaltet werden, woraus eine erhebliche Brennstoffeinsparung resultiert.

10.2 Projektverlauf

Die Verantwortungsbereiche im Projekt unterscheiden sich entsprechend der Bilanzgrenzen in die eigentliche ORC-Anlage der DeVeTec GmbH sowie die Maßnahmen zur Aufstellung und Einbindung in das Werk (Teilbereiche außerhalb der Bilanzgrenzen) durch NuvC.

Im zweiten Halbjahr 2012 fanden erste Gespräche mit dem Projektpartner NuvC statt. Im Januar 2013 wurde mit der Detailplanung der ORC-Anlage begonnen.

Die Planung umfasste den „Heizkreislauf“, d. h. die Einbindung der ORC-Anlage in den bestehen Rauchgaskanal, das „ORC-Grundmodul“, dass die wesentliche Anlagentechnik enthält und den „Kühlkreislauf“, d. h. die Einbindung der ORC-Anlage in das bestehende Warmwassersystem der Glashütte. Darüber hinaus war eine Projektplanung nötig, die beispielsweise die Zusammenarbeit der verschiedenen Abteilungen von DeVeTec GmbH, NC und anderer Fremdfirmen koordinierte.

Zunächst wurde ein Gutachten über mögliche Säuretaupunkte im Rauchgas beauftragt, dass die Grundlage für die Verdampferauslegung und die Planung des Heizkreislaufs darstellte. Das Ergebnis fiel positiv aus und stellte keine Säuretaupunkte oberhalb des Wassertaupunkts fest. Die folgenden Planungen und Arbeiten, die den Heizkreis betreffen, begannen am 28.02.2013 mit der Bestellung des Verdampfers und dauerten an bis zum Beginn der Aufbauarbeiten.
Gleichzeitig wurde bereits Anfang Januar mit der Planung des ORC-Grundmoduls und des darin enthaltenen Prototyps eines V12-Dampfexpansionsmotors begonnen, sowie mit der Planung des Dachrahmens, der die Anlagenkomponenten beinhaltet, die den Kühlkreis betreffen. Speziell die Fertigung des Expanders stellte den kritischen Pfad im Zeitplan dar, d. h. erst nach Abschluss dieser Arbeiten am 19.07.2013 konnte mit dem Aufbau der ORC-Anlage begonnen werden.

Die im Projektzeitplan gesetzten Ziele wurden wie geplant eingehalten. Bis zur Beginn der Baustelle Ende Juli wurde der neue Prototyp des V12-Motors gefertigt. Weiter wurde die ORC-Anlage in Bezug auf die Modulbauweise von Pumpen- und Maschinenmodul optimiert und termingerecht fertiggestellt.
Bereits im Juni wurde durch NuvC mit den Fundamentarbeiten begonnen und damit der Aufbau der Gesamtanlage vorbereitet. Vom 22. bis zum 27.07.2013 wurden sämtliche Arbeiten von DeVeTec GmbH mit der Aufstellung des Grundmoduls und des Verdampfers sowie der Einbindung in den Heizkreis abgeschlossen.

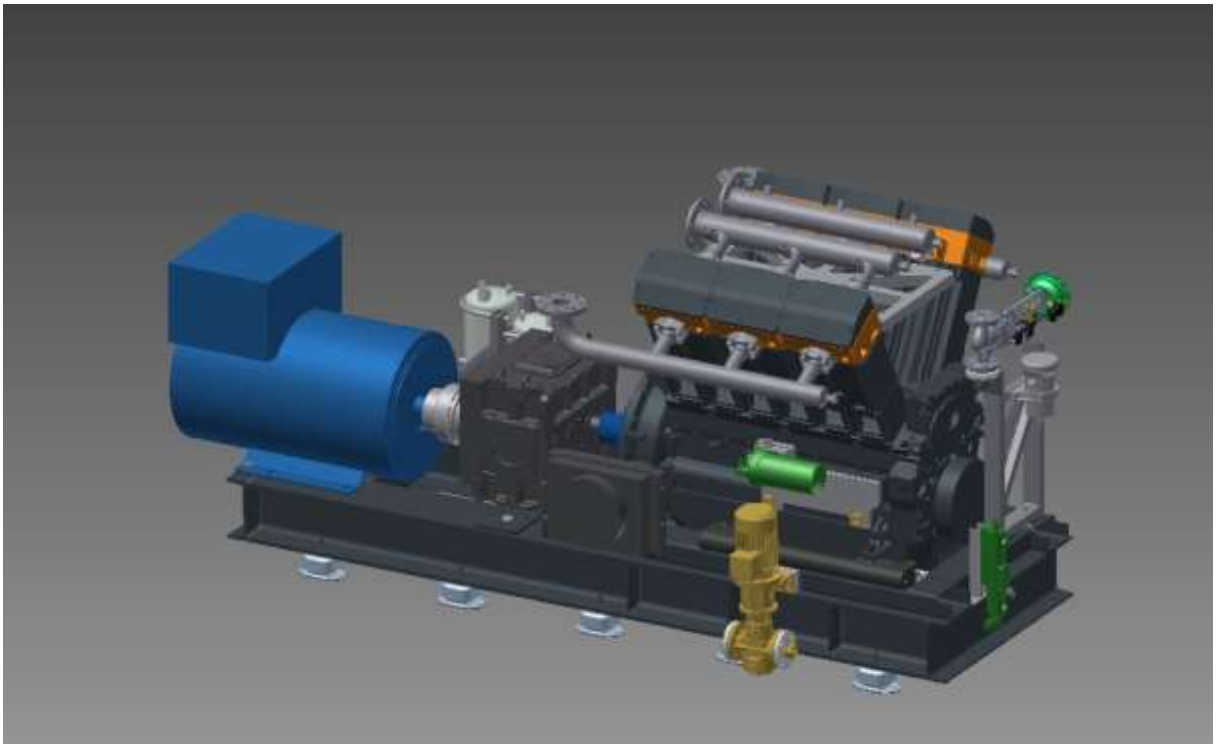


Abbildung 111: CAD-Ansicht Maschinenbett & Expander [DeVeTec]

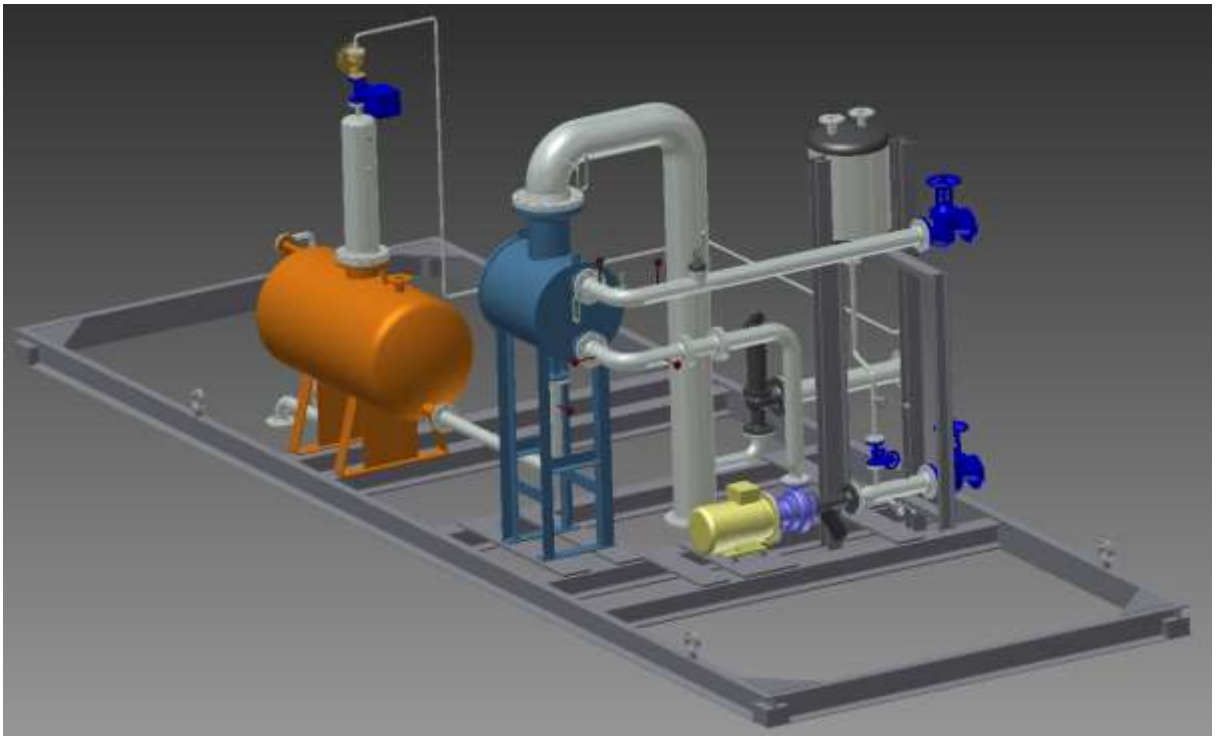


Abbildung 112: CAD-Ansicht Dachrahmen [DeVeTec]

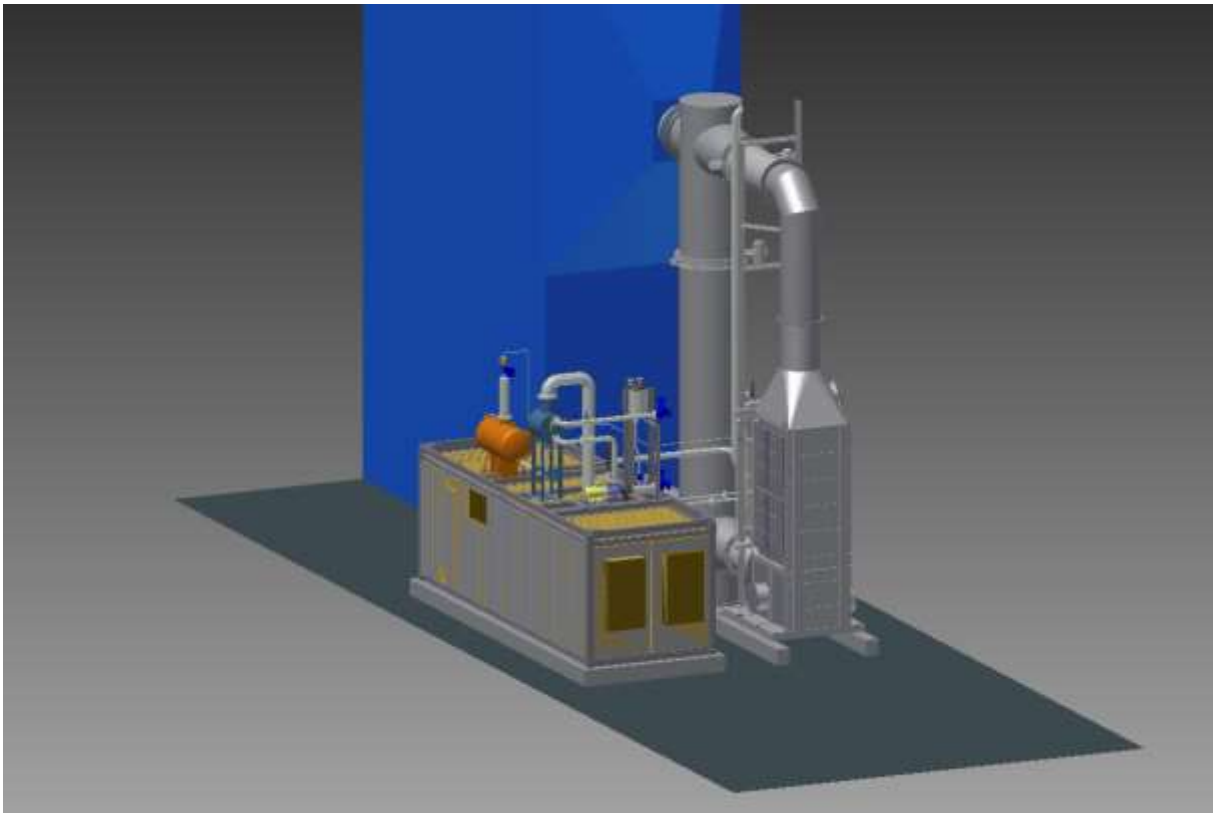


Abbildung 113: CAD-Ansicht ORC-Anlage [DeVeTec]

Abbildung 114: Beginn der Aufbauarbeiten [DeVeTec]

Im Anschluss begann NuvC mit der elektrischen Anbindung der ORC-Anlage an das Werk sowie mit den Arbeiten am Kühlkreis und der Einbindung der ORC-Anlage in den o.g. Warmwasserkreislauf. Die Voraussetzungen für eine Vorbereitung der Inbetriebnahme und die abschließenden Funktionstests wurden am 09.09.2013 erfüllt. Aufbau der ORC-Anlage war damit offiziell abgeschlossen.

Abbildung 115: ORC-Anlage Standort Boffzen [DeVeTec]

Die ursprünglich für Oktober 2013 geplante Inbetriebnahme wurde verzögert, da sich Anfang Oktober nachträglich kundenseitige Voraussetzungen an die Klappensteuerung im Rauchgas ergeben haben. Es wurde ein regelbarer Abgasklappenantrieb nachgerüstet. Dieser stellt sicher, dass beim Anfahren des kalten Verdampfers die Rauchgastemperatur nicht kurzzeitig in einen kritischen Bereich absinkt, in dem Taupunkte unterschritten werden. Die Regelung stellt sicher, dass am Austritt des senkrechten Abgaskanals immer mindestens 180°C vorliegen. Die Arbeiten wurden bis Dezember abgeschlossen.

Im Januar 2014 wurde die Anlage auf den Dauerbetrieb vorbereitet und ein erster Testbetrieb mit 50 Betriebsstunden erfolgreich absolviert. Dieser wurde am 31.01.2014 mit der Prüfung vor Inbetriebnahme durch den TÜV Rheinland beendet.

Im Februar wurde die ORC-Anlage im Betrieb unter Beaufsichtigung in einem ersten Dauerbetrieb betrieben. Dieser wurde durch einen Kurbelwellenschaden nach insgesamt 219 Betriebsstunden beendet. Die Ursache war chemische Korrosion durch Ethanol an den Lagerschalen aus Aluminium.

Die Reparatur des Expanders erforderte einen Abtransport nach Saarbrücken. Dort wurde er wieder instand gesetzt und mit neuen Lagerschalen ausgestattet. Die Reparatur und der Wiedereinbau in die ORC-Anlage dauerten an bis zum 13.03.2014.

Bis Ende März wurde die Anlage im Betrieb unter Beaufsichtigung betrieben. Seit April wird die Anlage unbemannt laufen gelassen und ca. einmal pro Woche inspiziert.

Eine weitere langfristige Herausforderung stellt die Belastung des ORC-Verdampfers mit Staub aus dem Rauchgas dar. Für diese Problematik werden gerade unterschiedliche automatisierte Reinigungssysteme angefragt.

Am 13.06.2014 war der Expander insgesamt 1046 Stunden in Betrieb.

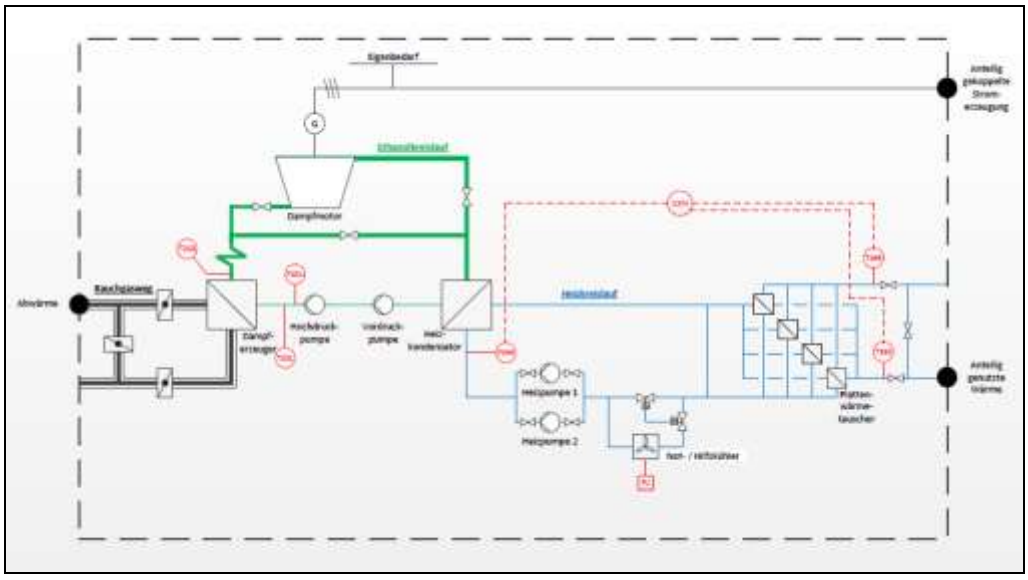
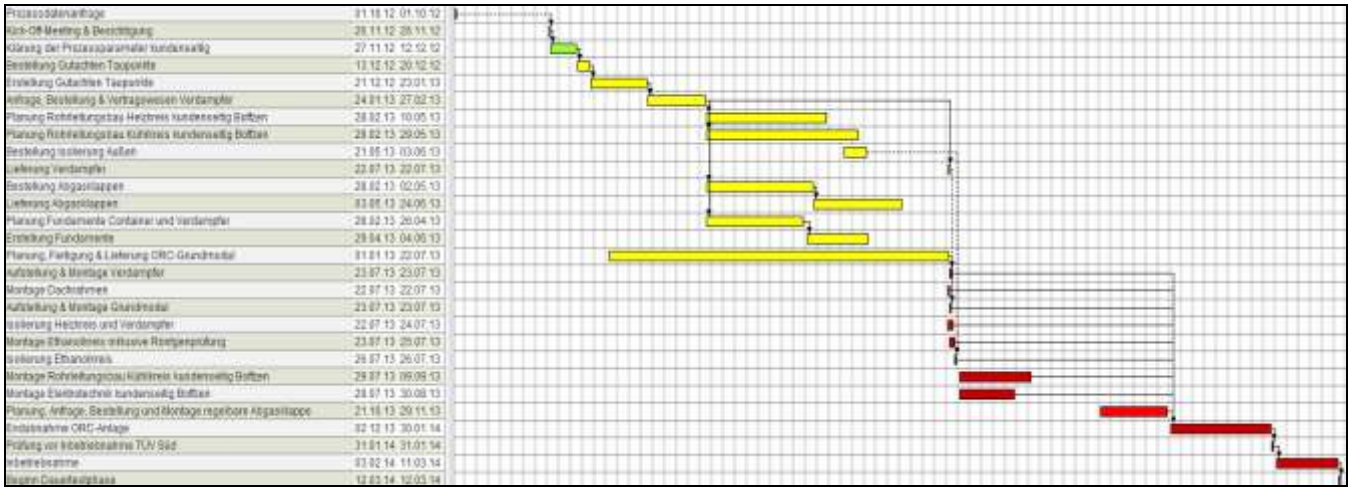


Abbildung 116: Vereinfachtes PID der ORC-Anlage Standort Boffzen [DeVeTec]



Prozessdatenanfrage	31.10.12	01.10.12
Kick-Off-Meeting & Besichtigung	28.11.12	26.11.12
Klärung der Prozessparameter kundenseitig	27.11.12	12.12.12
Bestellung Gutachten Taupunkte	13.12.12	20.12.12
Erstellung Gutachten Taupunkte	21.12.12	23.01.13
Anfrage, Bestellung & Vertragsweisen Verdampfer	24.01.13	27.02.13
Planung Rohrleitungsbau Heiztreis kundenseitig Boffzen	28.02.13	10.05.13
Planung Rohrleitungsbau Kühltreis kundenseitig Boffzen	28.02.13	29.05.13
Bestellung Isolierung Aufbau	21.05.13	03.06.13
Lieferung Verdampfer	23.07.13	22.07.13
Bestellung Abgasklappen	28.02.13	02.05.13
Lieferung Abgasklappen	03.06.13	24.06.13
Planung Fundamente Container und Verdampfer	28.02.13	26.04.13
Erstellung Fundamente	29.04.13	04.06.13
Planung, Fertigung & Lieferung ORC Grundmodul	31.01.13	22.07.13
Aufstellung & Montage Verdampfer	23.07.13	23.07.13
Montage Dachrahmen	22.07.13	22.07.13
Aufstellung & Montage Grundmodul	23.07.13	23.07.13
Isolierung Heiztreis und Verdampfer	22.07.13	24.07.13
Montage Ethanolkreis inklusive Rohrlpenprüfung	23.07.13	25.07.13
Isolierung Ethanolkreis	26.07.13	26.07.13
Montage Rohrleitungsbau Kühlkreis kundenseitig Boffzen	29.07.13	09.09.13
Montage Elektrotechnik kundenseitig Boffzen	28.07.13	30.08.13
Planung, Anfrage, Bestellung und Montage regelbare Abgasklappe	21.10.13	29.11.13
Endabnahme ORC-Anlage	02.12.13	30.01.14
Prüfung vor Inbetriebnahme TÜV Süd	31.01.14	31.01.14
Inbetriebnahme	03.02.14	11.03.14
Regler Dauerfunktionstest	12.03.14	12.03.14

Abbildung 117: Zeitlicher Projektablauf Standort Boffzen [DeVeTec]

10.3 Messergebnisse

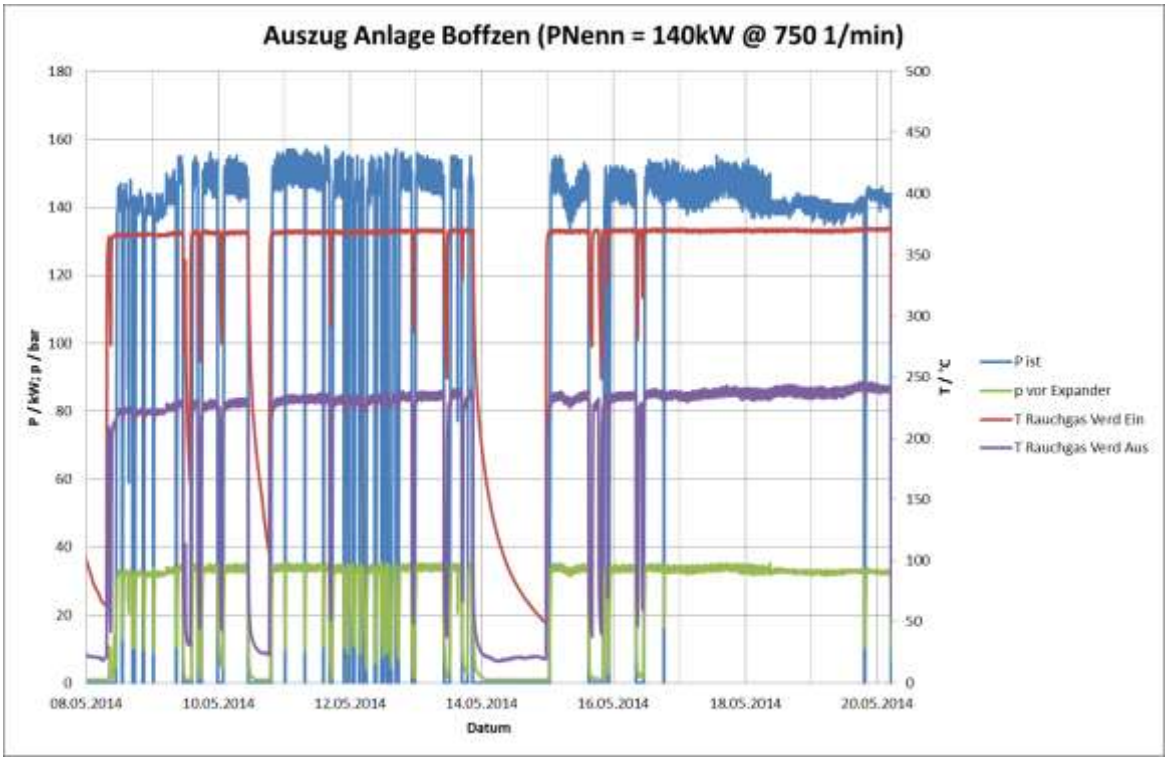


Abbildung 118: elektrische Leistung Anlage Boffzen [DeVeTec]

Die obige Abbildung zeigt den Leistungsverlauf des ersten V12-Motors in Boffzen. Die Auslegeleistung für die reduzierte Variante (750 1/min) liegt bei 140 kW. Die erreichte Leistung liegt stellenweise deutlich über der Auslegeleistung. Weiterhin sind die konstanten Randbedingungen der Wärmequelle (im Gegensatz zu Worms) ersichtlich.

11 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme der Feldtestanlage am Standort Kehl

11.1 Beschreibung der Anlage

Auf dem Werksgelände der Badischen Stahlwerke (BSW GmbH) ist ein ORC-Dampfkreisprozess als weitere Pilotanlage des Feldtestprogramms errichtet worden. Die Nutzung der Abwärme des mit Erdgas befeuerten Stoßofens soll weiter optimiert werden. Die thermische Abgasenergie, die nach dem Rekuperator zur Verfügung steht, soll in einer ORC-Anlage zur Stromerzeugung von ca. 200kW eingesetzt werden. Bisher wird die Abgasenergie, die nach dem Rekuperator noch zur Verfügung steht, über einen Kamin an die Umgebung abgegeben. Neben der elektrischen Energie soll die Abwärme des ORC-Prozesses zum Betrieb einer Absorptionskältemaschine verwendet werden. Diese Kälteabsorptionsanlage ist nach jetzigem Stand noch in der Planung. Der Kondensator der ORC-Anlage wurde bereits für die Anforderungen der Kälteabsorptionsanlage ausgelegt.

<u>Anpassung an örtliche Gegebenheiten</u>

Nach der Ofendruckregelklappe am Rekuperatorausgang sollen die Abgase über den ORC-Abgaswärmetauscher mittels Saugzuggebläse geleitet werden. Nach dem die Abgase den Abgaswärmetauscher passiert haben, strömen diese wie bisher über den Kamin nach draußen.

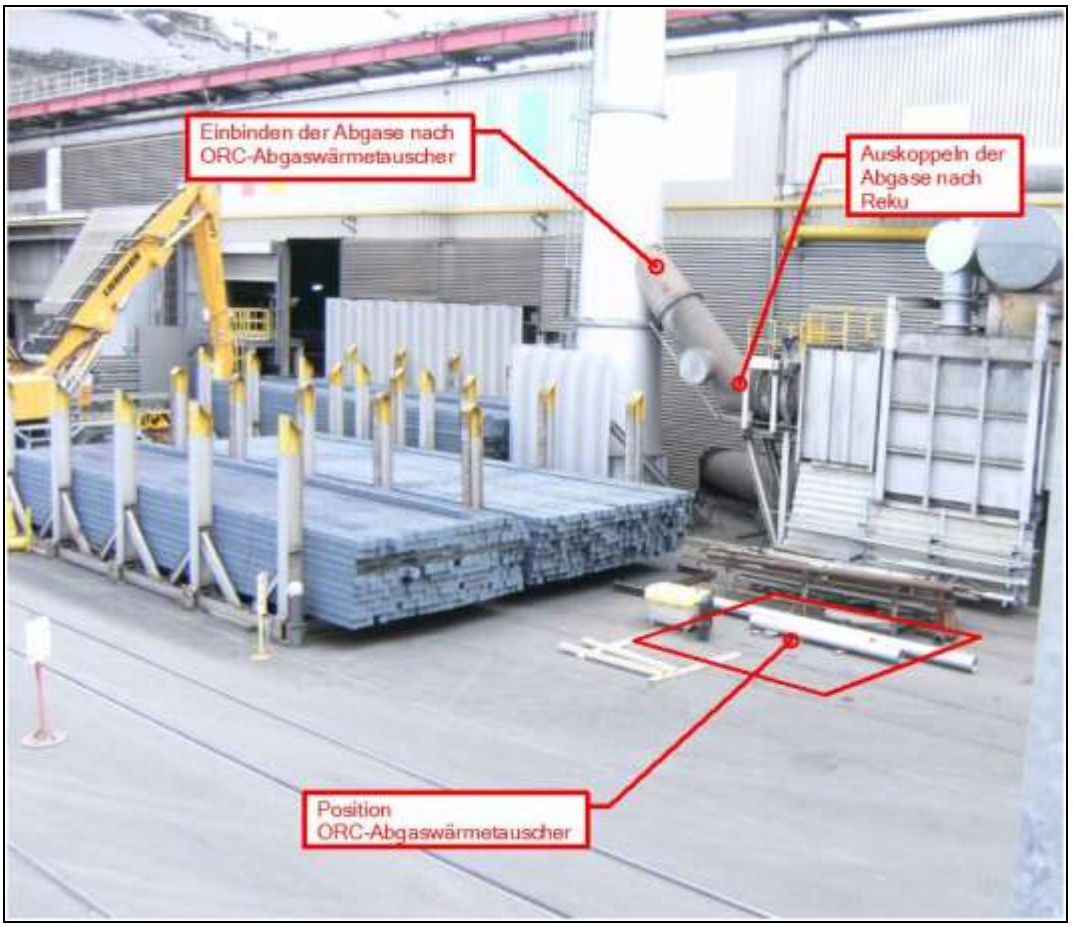


Abbildung 119: Anbindung des ORC-Moduls [DeVeTec]

Aufstellungsort des ORC-Containers

Der ORC-Container wird in 8 Meter Höhe in die Stahlkonstruktion stirnseitig eingebracht.

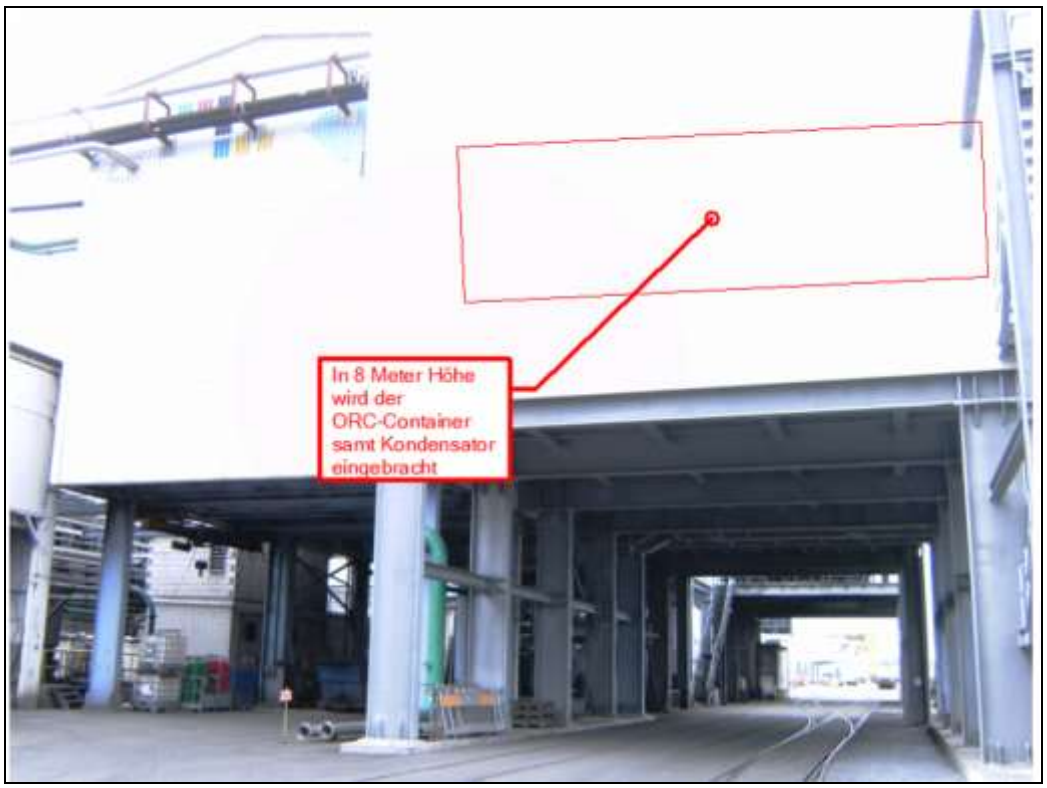


Abbildung 120: Bestimmungsort des ORC-Moduls [DeVeTec]

Abbildung 121: Bestimmungsort des ORC-Moduls in der Stahlkonstruktion [DeVeTec]

Erhöhter Planungsaufwand

Um die Rohrleitungskosten möglichst gering zu halten, sollte der Rauchgaswärmetauscher in unmittelbarer Nähe zur Wärmequelle stehen. Speziell bei hohen Abgasleistungen, die in der Regel Nennweiten zwischen DN800 und DN900 erfordern, können je nach Rohrführung die Rohrleitungskosten 30-50% der Wärmetauscherkosten ausmachen. Aufgrund des Brammenlagerplatzes am Standort der Badischen Stahlwerke konnte der Wärmetauscher nicht unmittelbar vor das Passstück positioniert werden. Die untere Abbildung zeigt den bereits fertig skizzierten Rohrleitungsverlauf.

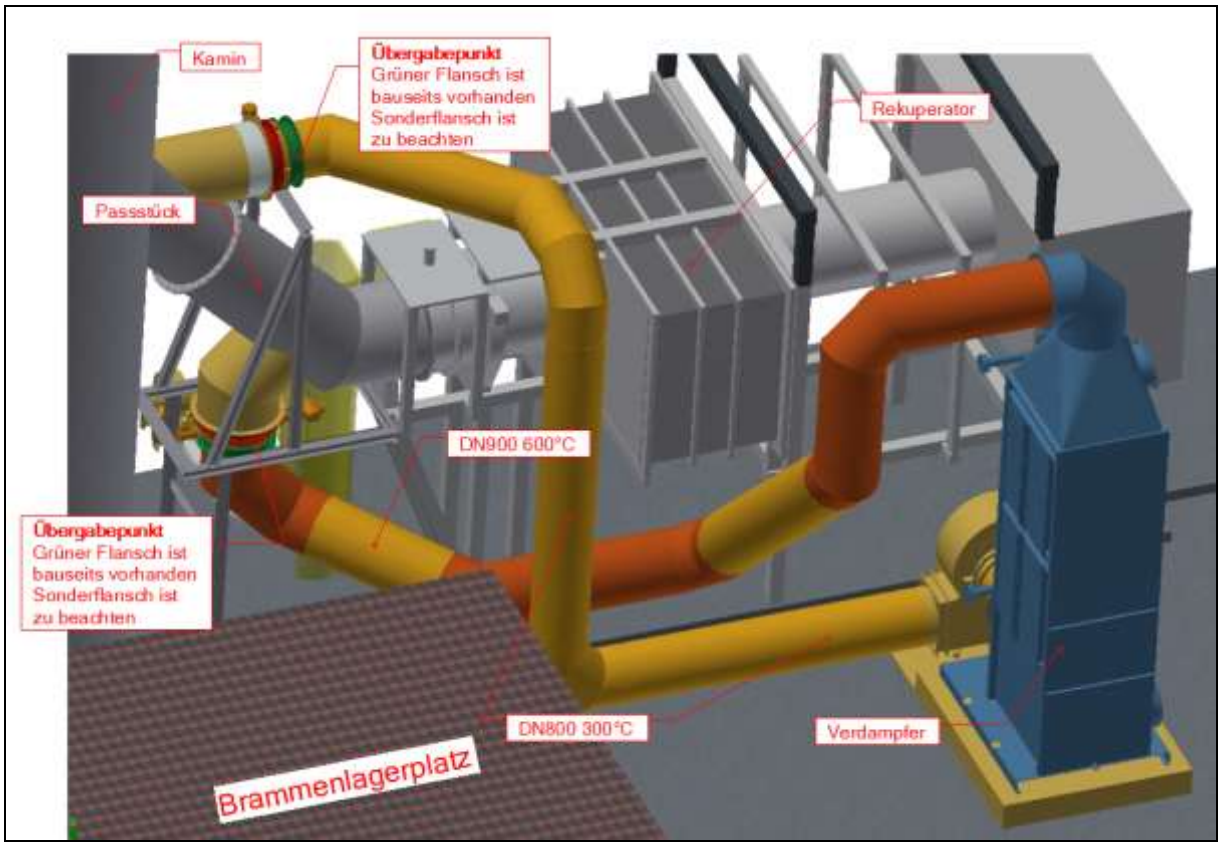


Abbildung 122: Rohrleitungsverlauf der Heißgasleitungen [DeVeTec]

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse war es nicht möglich, den ORC-Container in unmittelbarer Nähe zum Wärmetauscher zu platzieren. In Abstimmung mit BSW wurde in einer Entfernung von 40 Metern zum Wärmetauscher und in acht Meter Höhe ein potenzieller Aufstellungsort ausfindig gemacht.

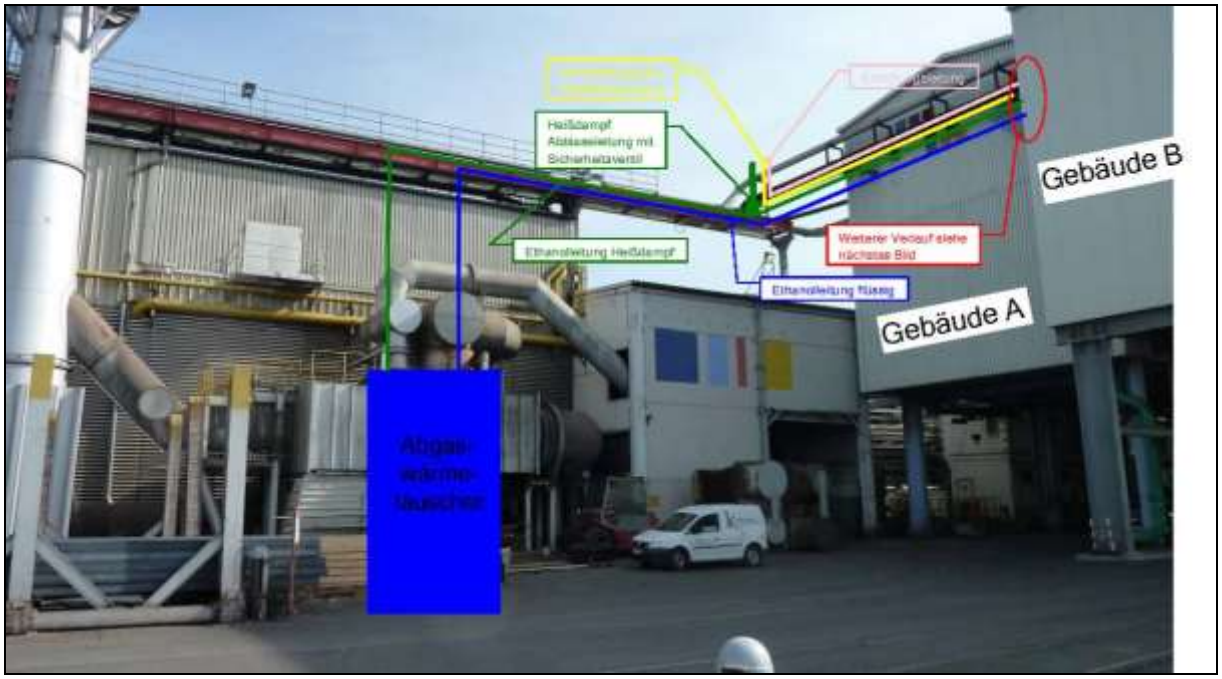


Abbildung 123: Aufstellung ORC-Verdampfer incl. skizziertem Rohrleitungsverlauf [DeVeTec]

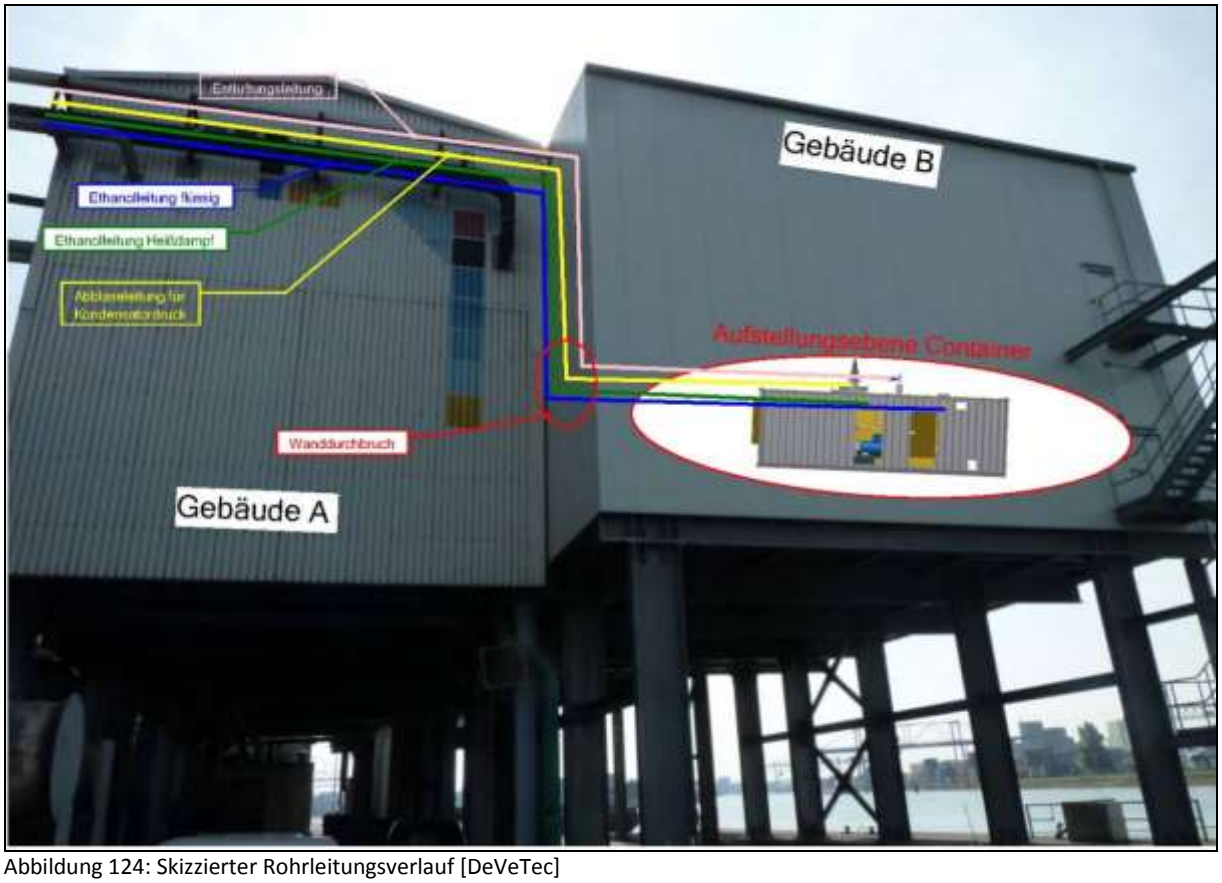


Abbildung 124: Skizzierter Rohrleitungsverlauf [DeVeTec]

11.2 Auslegung der Anlage

Als Wärmequelle dient in Kehl ein mit Erdgas befeuerter Stoßofen zum Aufheizen von Stranggussstücken (Brammen) auf Walztemperatur. Der Ofendruck wird über die bereits vorhandene Ofendruckregelklappe auf 5 bis 7 Pascal(ü) geregelt. Allerdings ergaben die Aufzeichnungen, dass bei Volllast des Kupolofens die 5 bis 7 Pascal(ü) nicht gehalten werden können, da selbst bei geöffneter Ofendruckregelklappe (offen = 100%) der Ofendruck auf bis 25 Pascal steigt.

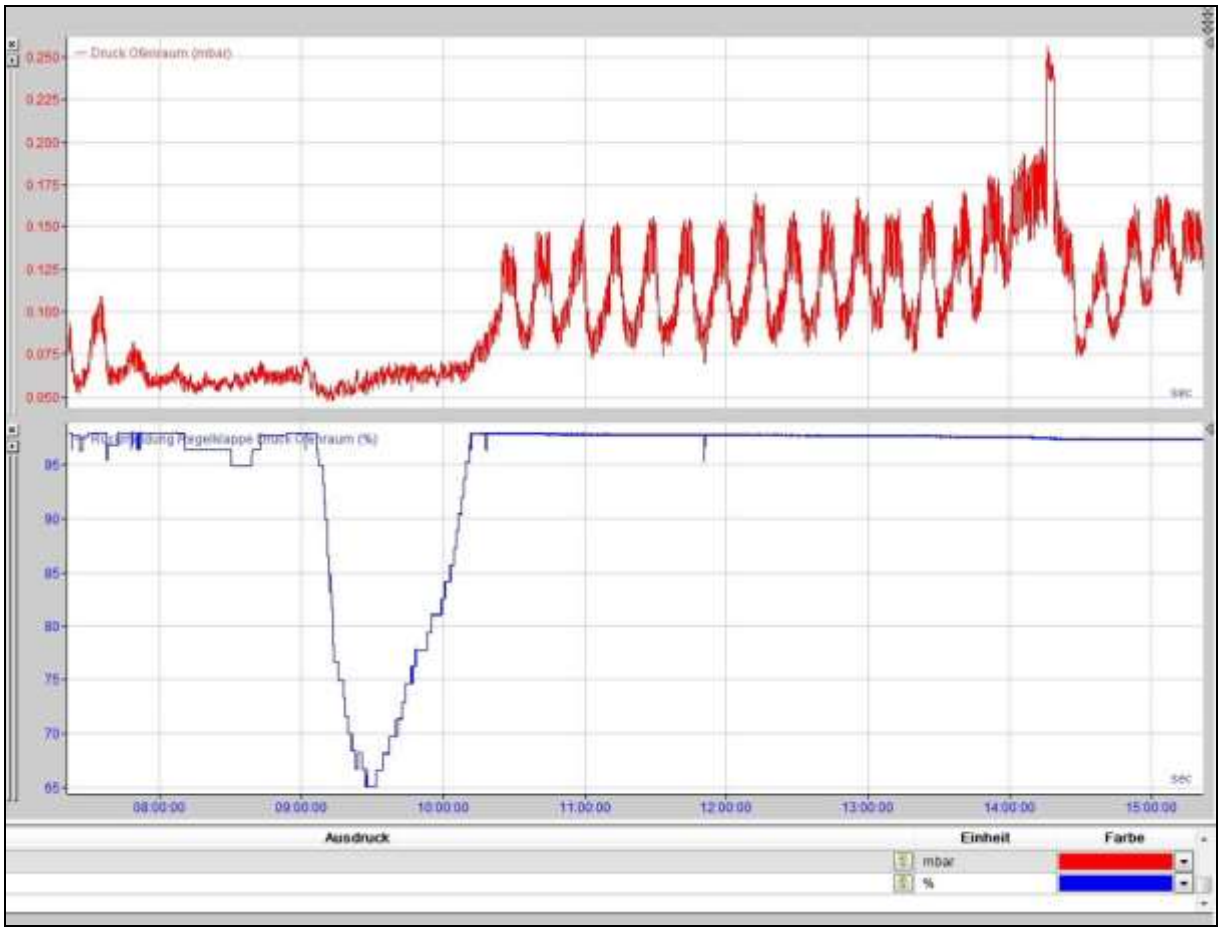


Abbildung 125: Messprotokoll des Ofenrauminnendrucks und der Stellung der Ofendruckregelklappe [DeVeTec]

Somit muss die auf der unteren Abbildung angedachte Bypassklappe X104 entfallen, da diese Klappe den Staudruck im ursprünglichen Rauchgasweg erhöhen würde, was zu einem weiteren Druckanstieg im Ofen führt. Wegen der Abmaße (DN 1100) und der Rohrleitungsführung im 45°-Winkel ist der Einsatz eines drosselfreien Absperrschiebers nicht möglich. Zudem sind die Kosten für einen solchen Schieber um den Faktor 3 größer als für eine einfache Rauchgasklappe. Daher hat man sich für den Einsatz eines Saugzuggebläses entschieden.

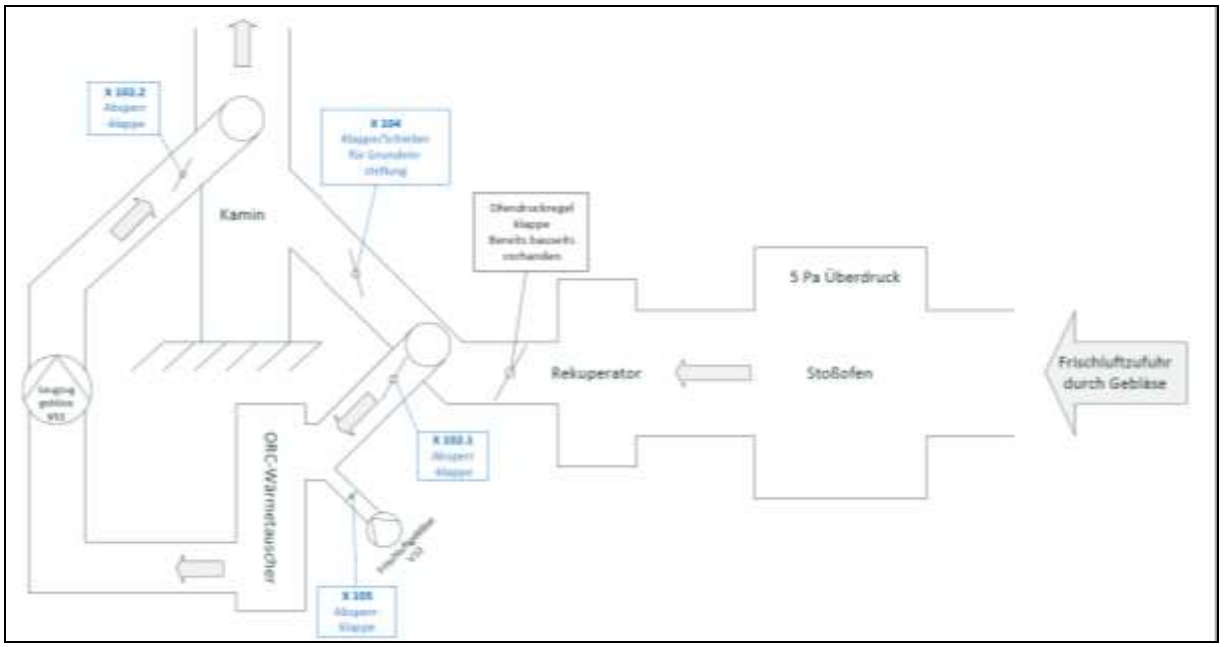


Abbildung 126: Skizzierte Einbindung des ORC-Wärmetauschers [DeVeTec]

Auslegung des Rauchgaswärmetauschers

Gemäß dem Kapitel „Vorgehensweise zur Auslegung von Wärmetauschern bei diskontinuierlichen Wärmeströmen“ und dem Kapitel „Verdampferkonzept für erdgasbefeuerte Wärmequellen bis 430°C mit automatischer Belüftung im Stillstand zur Vermeidung von Korrosion“ wurde der Rauchgaswärmetauscher für die Badischen Stahlwerke ausgelegt. Nachdem vom Energieversorger der Badischen Stahlwerke die Spezifikationen zum Erdgas bereitgestellt worden sind, konnte man eine Belastung durch Schwefelwasserstoff oder andere Stoffe ausschließen. Da die Verbrennungsluft des Kupolofens ausschließlich zum Erwärmen der Brammen verwendet wird, kann man davon ausgehen, dass keine weiteren Verunreinigungen ins Abgas gelangen. Auf Basis des Emissionsgutachtens kann eine Staubbelastung ausgeschlossen werden. Zusammen mit der 10-tägigen Messreihe über die Temperaturen und Volumenströme des Abgases konnten die Anforderungen für den Wärmetauscher definiert werden. Im Hinblick auf kurze Lieferzeiten und geringe Herstellungskosten hat man sich dazu entschlossen, den Wärmetauscher auf eine maximal zulässige Temperatur von 500°C auszulegen. Bei dieser Temperatur kommt 16Mo3 zum Einsatz. Da die tatsächliche Rauchgastemperatur bei max. 560°C liegen kann, ist eine Rauchgaskühlung mittels Frischluftgebläse vorgesehen. Neben der Rauchgaskühlung sorgt das drehzahlgesteuerte Frischluftgebläse im Stillstand der ORC-Anlage für eine

Belüftung des Wärmetauschers. Es sorgt dafür, dass kein Rauchgas über die Leckagestellen der Abgasklappen in das Gehäuse und in die Rauchgasleitungen vom und zum Rauchgaswärmetauscher gelangt.

Spezifikation des Saugzuggebläses

Funktionsweise des Saugzuggebläses nach ORC-Wärmetauscher im Anfahrprozess

Beim Start der ORC-Anlage soll das Saugzuggebläse die Abgase, die sonst über den bisherigen Abgasweg geleitet wurden, ansaugen. Zum Schutz des Saugzuggebläses ist die Abgastemperatur nach ORC-Wärmetauscher auf derzeit 200°C begrenzt. Wird dieser Wert überschritten, fährt die Anlage sofort runter. Da der ORC-Wärmetauscher zu Beginn des Anfahrprozesses kalt ist, wird die Abgastemperatur nach ORC-Wärmetauscher und somit im Kamin stark abfallen. Um dies zu verhindern, wird die Temperatur im Kamin über die Drehzahl des Saugzuggebläses auf 150°C geregelt. Somit wird vermieden, dass die Abgase im Kamin zu weit abkühlen. Beim Angebot sollte angegeben werden, mit welchen minimalen Abgastemperaturen das Saugzuggebläse betrieben werden kann.

Funktionsweise des Saugzuggebläses nach ORC-Wärmetauscher im Betrieb

Es gilt mit dem Saugzuggebläse zwei Extremfälle abzubilden, wobei in beiden Extremfällen das System stabil laufen soll. Bei der Auslegung des Saugzuggebläses soll die Klappe X 104 nicht berücksichtigt werden.

Lastfall A:

Im Lastfall A sind die Abgastemperaturen relativ gering, wodurch der komplette Abgasvolumenstrom angesaugt werden muss, damit der ORC-Wärmetauscher seine vorgegebene Leistung erreicht.

Lastfall B:

Im Lastfall B sind die Abgastemperaturen relativ hoch, wodurch nur ein Teil des Abgasvolumenstroms angesaugt werden darf, da sonst u.a. die Abgastemperaturen nach dem ORC-Wärmetauscher zu hoch wären und somit das Saugzuggebläse gefährden könnten.

	Saugzuggebläse	
Bezeichnung gemäß PID	V11	
Rohranschluss	DN 800 Saug- und Druckseite	
max. zulässige Temperatur	200°C	
elektrischer Anschluss	400 V AC	
Zusatzausstattung	Drehzahlregelung	
Lastfall	A	B
Anzusaugender Volumenstrom ohne Sicherheit [Nm^3/h]:	19.000	11.000
zu überwindender Druckverlust saugseitig	Wärmetauscher ΔP = 7 mbar + Druckverlust Rohrleitungssystem	
Rohrleitungssystem	Rohrleitungslängen siehe 4.2	

Abbildung 127: Anforderungen Saugzuggebläse [DeVeTec]

Spezifikation des Frischluftgebläses

Das Frischluftgebläse hat zwei Funktionen zu erfüllen. Wenn die ORC-Anlage nicht im Betrieb ist, dient das Frischluftgebläse als Sperrluftgebläse und sorgt dafür, dass kein Abgas über die Leckagestellen an den Klappen X 102.1 & X 102.2 zum ORC-Wärmetauscher gelangen kann.
Im ORC-Betrieb sind die Klappen X 102.1 & X 102.2 geöffnet. Über das Saugzuggebläse V11 wird die für den ORC-Prozess notwendige Abgasmenge angesaugt. Bei Abgastemperaturen über 480°C schaltet sich das Frischluftgebläse V12 dazu, damit die Abgastemperatur vor ORC-Wärmetauscher nicht über 500°C steigt.

	Frischluftgebläse	
Bezeichnung gemäß PID	V12	
Rohranschluss	DN 250	
elektrischer Anschluss	230 V AC	
Zusatzausstattung	Drehzahlregelung	
Lastfall	Sperrluftfunktion	Kühlluftfunktion
Anzusaugender Volumenstrom ohne Sicherheit [Nm^3/h]:	1.500	3.200

Abbildung 128: Anforderungen Frischluftgebläse [DeVeTec]

Da im Falle eines defekten Frischluftgebläses kein Rauchgas austreten darf, muss zwischen Frischluftklappe und Rauchgasweg eine Klappe installiert werden, die im Notfall schließt. Es sollte eine weichdichtende Klappe eingesetzt werden, da diese absolut dicht ist. Würde man eine metallisch dichtende Klappe einsetzen, würden im Falle eines defekten Frischluftgebläses Heißgase von bis 560°C über die Leckagestellen der Absperrklappe nach außen gelangen und das Frischluftgebläse schädigen. Der Einsatz einer weichdichtenden Abgasklappe setzt voraus, dass diese im Abstand zum max. 560°C heißen Rauchgasrohr angebracht wird, da sonst die Gummidichtung wegen der Wärmeübertragung zu heiß werden würde.

Auslegung des Kondensators

Gemäß den Anforderungen der Kälteabsorptionsanlage und der Verdampferleistung wurde der Kondensator ausgelegt. Gegenüber den bisherigen Anlagen wurde bei dieser Anwendung besonders Wert auf eine maximale Kühlwassertemperatur-anhebung bei minimaler Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf gelegt. In Zahlen bedeutet dies, dass das Kühlwasser von 65°C auf 75°C angehoben werden soll. Aufgrund der geringen Temperaturdifferenz von 10 Kelvin und der Anhebung der Kühlwassertemperatur bis nahe an die Kondensationstemperatur von Ethanol führte dies zu einem relativ großen Apparat. Im Vergleich zum Kondensator aus dem Projekt Boffzen, der das Kühlwasser von 45°C auf 65°C anhebt, sind die Beschaffungskosten des Kondensators für Kehl doppelt so hoch wir für den aus Boffzen - bei gleicher thermischer Tauschleistung. Die Abbildung zeigt die angedachte Integration der Kälteabsorptionsanlage.

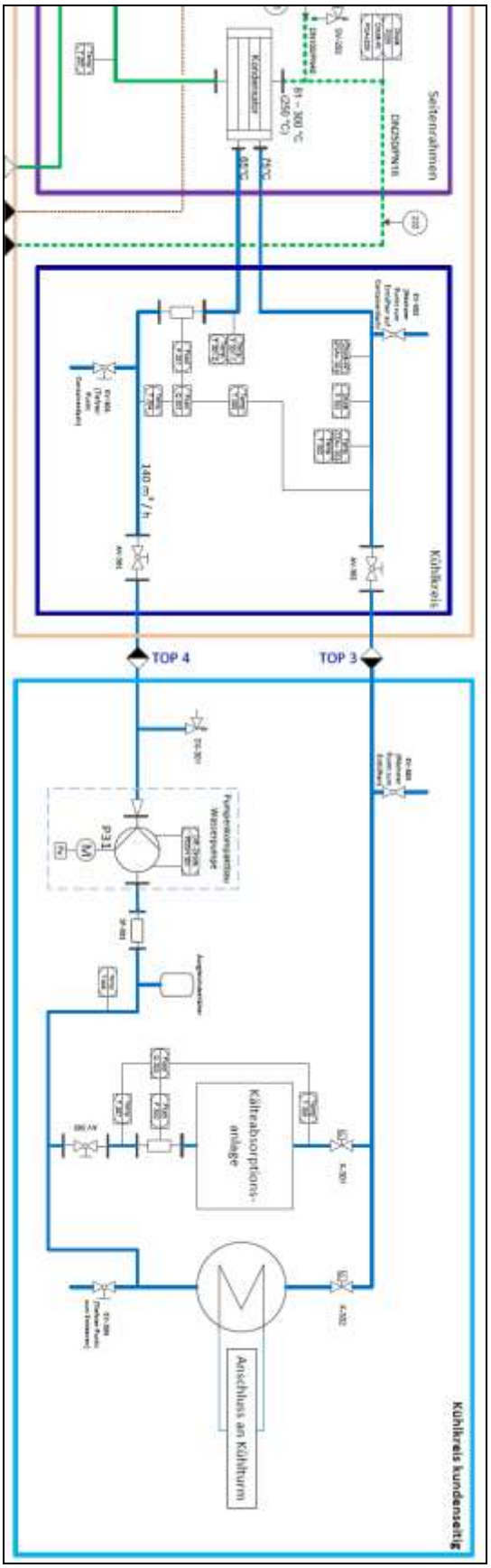


Abbildung 129: Geplante Kälteabsorptionsanlage [DeVeTec]

Auslegen der Sicherheitsventile

Die Auswahl der Sicherheitsventile hängt im Wesentlichen von dem abzuführenden Massenstrom, der Temperatur des Mediums und des Betriebsdrucks ab. Ein weiterer Einfluss für die Auswahl des Sicherheitsventils ist die Länge der Abblaseleitung. Je länger die Abblaseleitung ist, desto höher ist der Gegendruck, desto größer muss der Ventilquerschnitt des Sicherheitsventils sein. Bei dem Sicherheitsventil, das zur Absicherung der Heißdampfleitung benötigt wird, spielt der Einfluss der Abblaseleitung eine untergeordnete Rolle, da der Öffnungsdruck wesentlich größer als der Umgebungsdruck ist, d. h. es gibt ein großes Druckgefälle.

Durch die Aufstellung des Containers in einem Gebäude ergaben sich relativ lange Abblaseleitungen, die nach draußen geführt werden mussten. Aufgrund der Tatsache, dass der Bauraum in der Höhe begrenzt war, musste das Sicherheitsventil, neben dem abzuführenden Massenstrom, der Temperatur des Mediums und des Betriebsdrucks, vorrangig nach der Bauhöhe ausgelegt werden. Es wurde im Vergleich zu allen anderen Anlagen das bisher größte Sicherheitsventil mit einem Abblasequerschnitt von DN150 bei einer Abblaseleitungslänge von 20 Metern eingesetzt. Da dieses Sicherheitsventil in Abhängigkeit zu der im ORC-Container installierten Berstscheibe und Expanderauslassrohrleitung steht, kann der Öffnungsdruck nicht ohne konstruktive Änderungsmaßnahmen erhöht werden.

Containerplanung

Aufgrund der am Aufstellungsort des Containers begrenzten Bauhöhe konnten der Kondensator und der Ausgleichsbehälter nicht wie üblich auf dem Containerdach installiert werden. Es wurde ein Seitenrahmen zur Aufnahme des Kondensators und des Ausgleichsbehälters angefertigt. Da die Rohrleitungslänge zwischen ORC-Kondensator und ORC-Rauchgaswärmetauscher über 50 Meter lang ist, wurde das Volumen des Ausgleichsbehälters von 700 auf 1000 Liter erhöht.

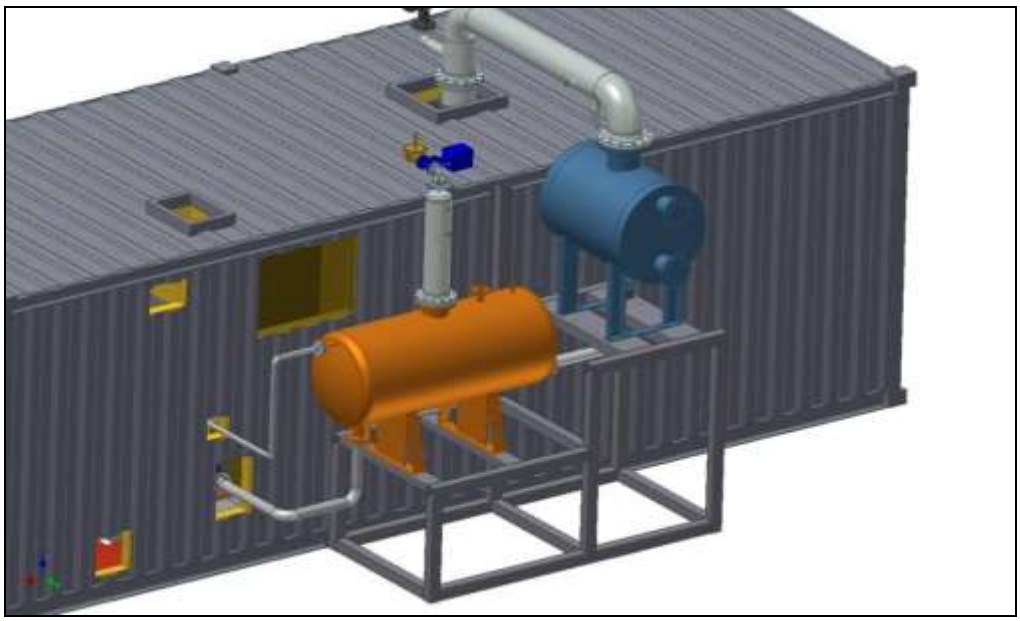


Abbildung 130: Container mit Seitenrahmen [DeVeTec]

Da der Container mittels zwei Kranen stirnseitig in das Gebäude eingeschoben wird, mussten zwei zusätzliche Anschlagpunkte am Container integriert werden, deren sichere Konstruktion von einem Statiker nachgewiesen wurde.

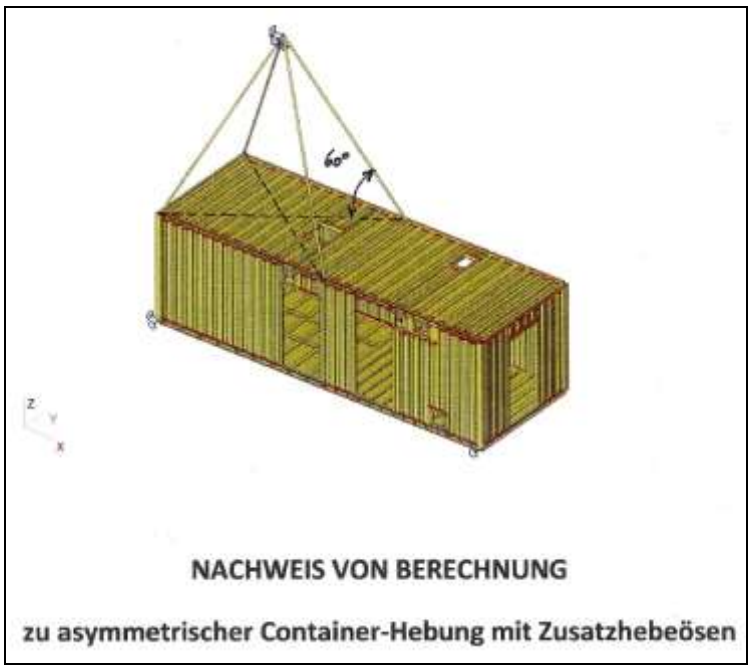


Abbildung 131: Containerhebung mit Zusatzhebeösen [EHG]

Konstruktionsanforderungen im Hinblick auf die Anlagenverordnung wassergefährdender Stoffe (VawS)

Da die ORC-Anlage in unmittelbarer Nähe zum Rhein aufgestellt ist, unterliegt diese der VawS, speziell die des Bundeslandeslandes Baden-Württemberg. Folgende Angaben wurden hierzu getätigt:

1. Verwendete Medien der ORC-Anlage
   - Gebrauchsmittel Ethanol entwässert mit 1% MEK, Menge weniger als 1000 Liter
   - Gebrauchsmittel Motorenöl Titan Ganymet Ultra von der Fa. Fuchs, Menge 100 Liter
   - Verbrauchsmittel Stickstoff über Versorgungsleitung für die Inertisierung der Anlage

2. Gefährdungsklassifizierung und -einstufung
   - Gefährdungsklassifizierung des verwendeten Ethanols gemäß Bundesanzeiger: Nr. 142a vom 30.7.2005 in die Wassergefährdungsklasse (WGK) 1.
   - Gefährdungseinstufung gemäß VAwS vom 11. Februar 1994 (GBl. S. 182), zuletzt geändert durch Artikel 141 der Verordnung vom 25. Januar 2012 (GBl. Nr. 3, S. 65) in Kraft getreten am 28. Februar 2012, in die Stufe A.
   - Gefährdungsklassifizierung des verwendeten Motorenöls in die Wassergefährdungsklasse (WGK) 1 Gefährdungseinstufung gemäß VAwS in die Stufe A.

3. Genehmigungspflicht
   - Aufgrund der Einstufung in die Stufe A ist die Anlage nicht genehmigungspflichtig.

4. Beschaffenheit der Anlage (ohne die Betrachtung des ORC-Containers)
   - Es gibt keine unterirdischen Behälter oder Rohrleitungen.
   - Die Anlage ist als dauerhaft technisch dicht ausgeführt.
   - Die lösbaren Verbindungen sind so ausgeführt, dass die Dichtungen nicht aus ihrem Sitz gedrückt werden können.
   - Es gibt keine Auffangwannen.

5. Beschaffenheit des ORC-Containers (ohne die Betrachtung der restlichen Anlagenteile)
   - Es gibt keine unterirdischen Behälter oder Rohrleitungen.
   - Die Rohrleitungen im Container sind als dauerhaft technisch dicht ausgeführt, allerdings erfüllen diese Anforderung der ORC-Expander und die Ethanolpumpen nicht.
   - Die lösbaren Verbindungen sind so ausgeführt, dass die Dichtungen nicht aus ihrem Sitz gedrückt werden können.
   - Der Container ist als Wanne ausgeführt und kann mindestens 1000 Liter Ethanol aufnehmen, ohne dass diese Menge an die Umwelt abgegeben wird.

6. Anforderungen an die ORC-Anlage entsprechend der VawS
   - Unter Punkt 3.3 der VawS, der die Anforderungen an die oberirdischen Rohrleitungen regelt, müssen für Stoffe der WGK1 die Maßnahmen $F_0+R_1+I_1$ ergriffen werden.
   - Unter Punkt 3.4 der VawS, der die Anforderungen an Anlagen zum Herstellen, Behandeln und Verwenden regelt, müssen für Stoffe der WGK1 mit einem Volumen von mehr als 0,1 und weniger als 1 m^3 die Maßnahmen $F_1+R_1+I_1$ ergriffen werden - betrifft im Fall der ORC-Anlage das Ethanol.
   - Unter Punkt 3.4 der VawS, der die Anforderungen an Anlagen zum Herstellen, Behandeln und Verwenden regelt, müssen für Stoffe der WGK1 mit einem Volumen von weniger als 0,1 m^3 die Maßnahmen $F_0+R_0+I_0$ ergriffen werden - betrifft im Fall der ORC-Anlage das Motorenöl.

Definition laut VawS

Anforderungen an die Befestigung und Abdichtung von Bodenflächen

F_0 = keine weiteren Anforderungen an die Befestigung und Abdichtung der Fläche über die betrieblichen Anforderungen an Standfestigkeit und Zugänglichkeit hinaus;

F_1 = wie F0, aber stoffundurchlässige (dichte) Fläche;

Anforderungen an das Rückhaltevermögen für austretende wassergefährdende Flüssigkeiten

R_0 = kein Rückhaltevermögen über die betrieblichen Anforderungen hinaus; Tropfverluste müssen zurückgehalten werden;

R_1 = Rückhaltevermögen entsprechend dem Rauminhalt wassergefährdender Flüssigkeiten, der bis zum Wirksamwerden geeigneter Sicherheitsvorkehrungen auslaufen kann;

** = Bei Anforderungen R0 sind Tropfverluste nur an Pumpen sowie an sonstigen Stellen zurückzuhalten, an denen sie bei bestimmungsgemäßem Betrieb zu erwarten sind.

Anforderungen an infrastrukturelle, organisatorische oder technische Maßnahmen

I_0 = keine Anforderungen an die Infrastruktur über die betrieblichen Anforderungen hinaus; Leckagen müssen erkannt werden können;

I_1 = Überwachung durch selbsttätige Störmeldeeinrichtungen in Verbindung mit ständig besetzter Betriebsstätte oder Überwachung mittels regelmäßiger Kontrollgänge sowie Aufzeichnung der Abweichungen vom bestimmungsgemäßen Betrieb. Soweit erforderlich sind Maßnahmen nach § 25 Abs. 3 WG, § 8 VAwS zu veranlassen.

7. Befüllen der Anlage
   - Es wurde spezielle Betriebsanweisungen zum Befüllen und Entleeren verfasst.
   - Die Anlage kann an einem Stutzen, der in der Nähe des Verdampfers liegt, befüllt werden. Ein weiterer Füllstutzen ist im Container im Bereich der Ethanolpumpe vorgesehen.
   - Das Ethanol wird in 200 Liter Fässern angeliefert. Beim Füllvorgang mittels einer dafür vorgesehenen Fasspumpe steht das Fass auf einer Auffangwanne. Es wurde spezielle Betriebsanweisungen verfasst.

Änderungen an der Pumpeneinheit

Das Pumpenmodul besteht wie bei allen ORC-Anlagen aus einer Vorförderpumpe und einer Hochdruckpumpe. Die Vorförderpumpe sorgt für den Vordruck der Hochdruckpumpe, damit an dieser keine Schäden durch Kavitation auftreten können. Die Vorförderpumpe ist im Vergleich zur Mehrkolbenmembranhochdruckpumpe eine Kreiselpumpe, die keine hohen NPSH-Werte erfordert. Da die Kondensation von Ethanol nahezu bei Umgebungsdruck stattfindet, gibt es im Rohleitungssystem zwischen Kondensator und Pumpenstation keinen Überdruck. Deshalb werden im Regelfall der Kondensator und der Ausgleichsbehälter auf das Containerdach gestellt, damit durch den geodätischen Höhenunterschied zwischen Ausgleichsbehälter und Vorförderpumpe ein Differenzdruck geschaffen wird. Durch die Stickstoffüberlagerung im Ausgleichsbehälter ist zusätzlich 100mbar Überdruck auf der Rohrleitung zwischen Ausgleichsbehälter und Vorförderpumpe. Daraus ergibt sich ein NPSH-Wert der Anlage von 5,94 Metern.

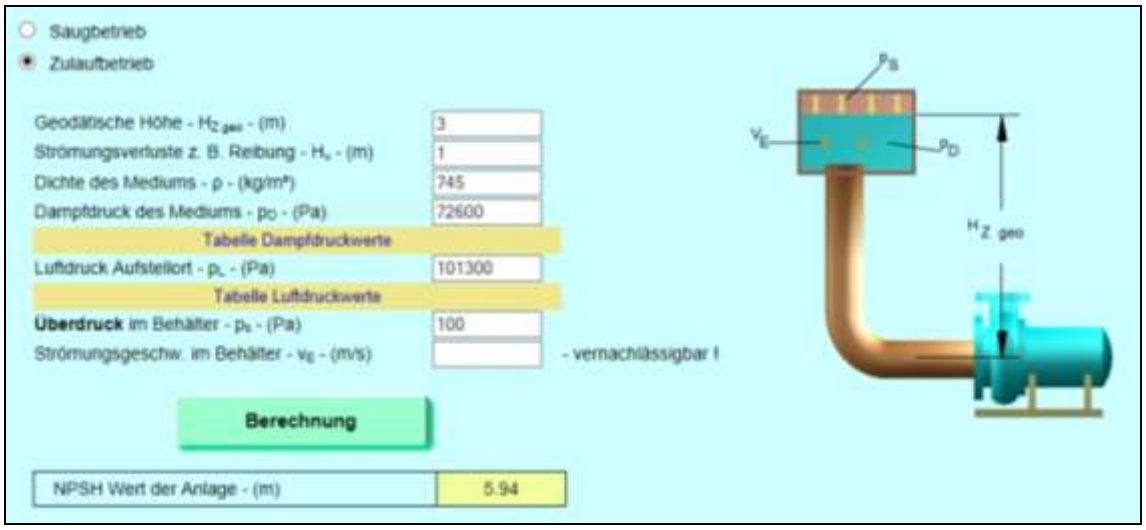


Abbildung 132: NPSH-Wert der Anlage mit Behälter auf dem Containerdach [Schweizer-fn]

Allerdings ist in der Zulaufleitung ein Vorfilter installiert, der die nach geschalteten Pumpen vor grobem Schmutz schützen soll. Dieser Vorfilter reduziert den Vordruck der Vorförderpumpe bei vollem Filter um 100Pa.

Durch die begrenzte Bauhöhe am Standort der Badischen Stahlwerke wurden der Kondensator und der Ausgleichsbehälter seitlich am Container angeordnet.

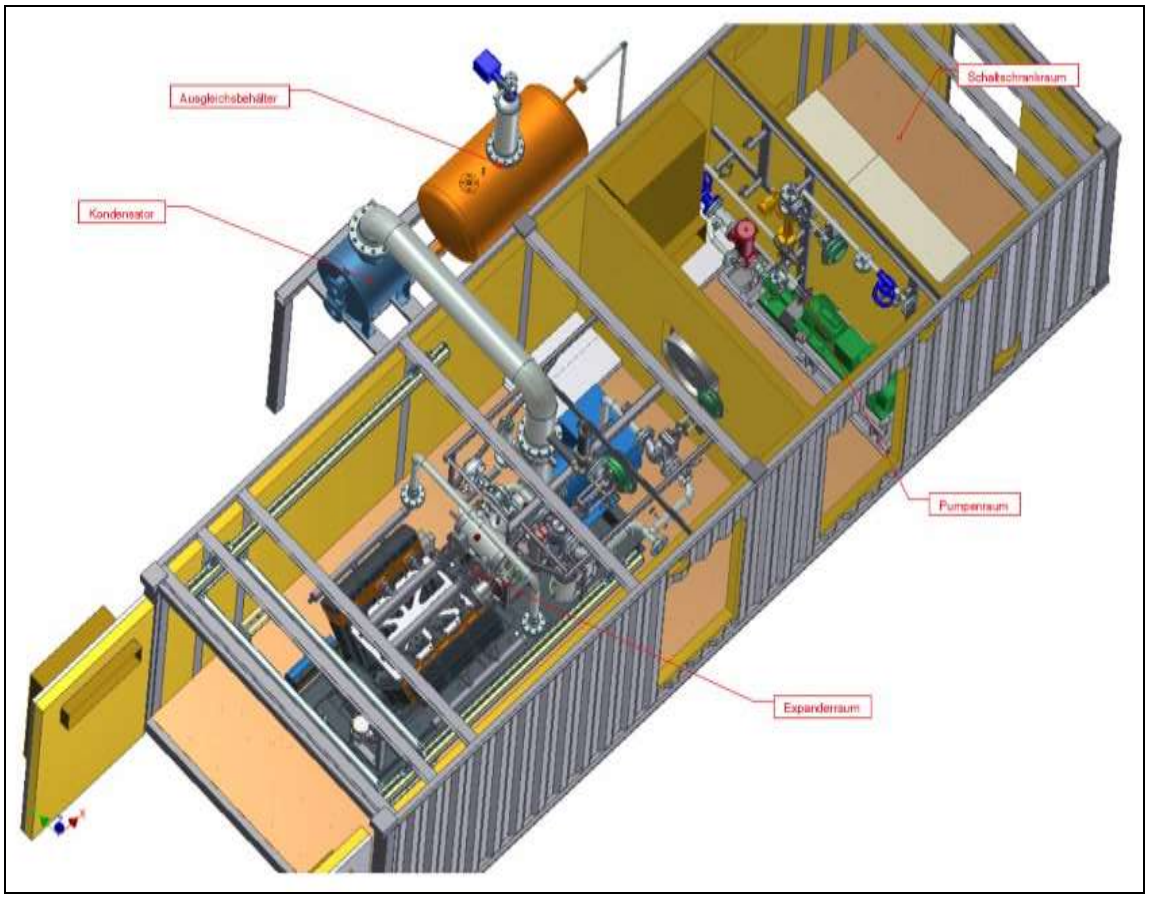


Abbildung 133: Aufbau Container [DeVeTec]

Daher ergibt sich für die geodätische Höhe ein Wert von 0,9 Metern. Somit ändert sich der NPSH-Wert auf 3,84 Meter.

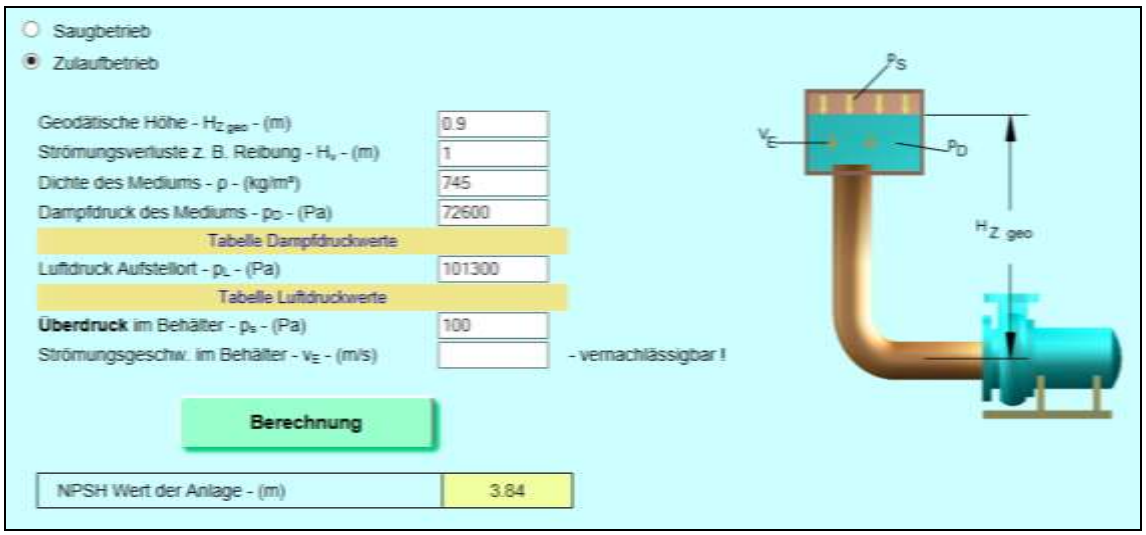

Saugbetrieb
Zulaufbetrieb
Geodätische Höhe - $H_{Z\,geo}$ - (m) 0.9
Strömungsverluste z. B. Reibung - H_v - (m) 1
Dichte des Mediums - ρ - (kg/m³) 745
Dampfdruck des Mediums - p_D - (Pa) 72600
Tabelle Dampfdruckwerte
Luftdruck Aufstellort - p_L - (Pa) 101300
Tabelle Luftdruckwerte
Überdruck im Behälter - p_S - (Pa) 100
Strömungsgeschw. im Behälter - v_E - (m/s)
- vernachlässigbar !
Berechnung
NPSH Wert der Anlage - (m) 3.84
p_S
v_E
p_D
$H_{Z\,geo}$

Abbildung 134: NPSH-Wert der Anlage mit seitlichem Behälter [Schweizer-fn]

Entsprechend dem verminderten NPSH-Wert wurde eine größere Kreiselpumpe ausgewählt, wodurch Änderungen am standardisierten Pumpenmodul notwendig wurden.

Planung der Ethanolleitung zwischen ORC-Verdampfer und Container

Aufgrund der großen Entfernung zwischen ORC-Verdampfer und Container mussten alle Rohrleitungsverläufe für den Rohrleitungsbauer skizziert werden. Die Besonderheit lag darin, dass die Rohrleitungen durch zwei Gebäude und an einem Gebäude vorbei verlegt werden mussten. Es gab allerdings nur für ein Gebäude bestehende Aufrisszeichnungen. Daher hat man sich entschlossen, die Örtlichkeiten nur so genau wie nötig im CAD abzubilden. Es wurden bewusst nicht alle Störkanten ins Modell aufgenommen, da dies den Planungsaufwand unnötig aufgebläht hätte. Man hat sich mit dem Rohrleitungsbauer dahin gehend geeinigt, dass auf Basis der 3D-Skizze die Rohrleitungen geplant und budgetiert werden sollten. Die 3D-Modelle wurden ebenfalls dem Rohrleitungsbauer überlassen. Sollten sich bei der Montage vor Ort Zusatzbögen im Rohrleitungsverlauf ergeben, die nicht im 3D berücksichtigt waren, werden diese gesondert berechnet. Folgende Skizzen wurden zur Fertigung der Rohrleitungen dem Rohrleitungsbauer zur Verfügung gestellt.

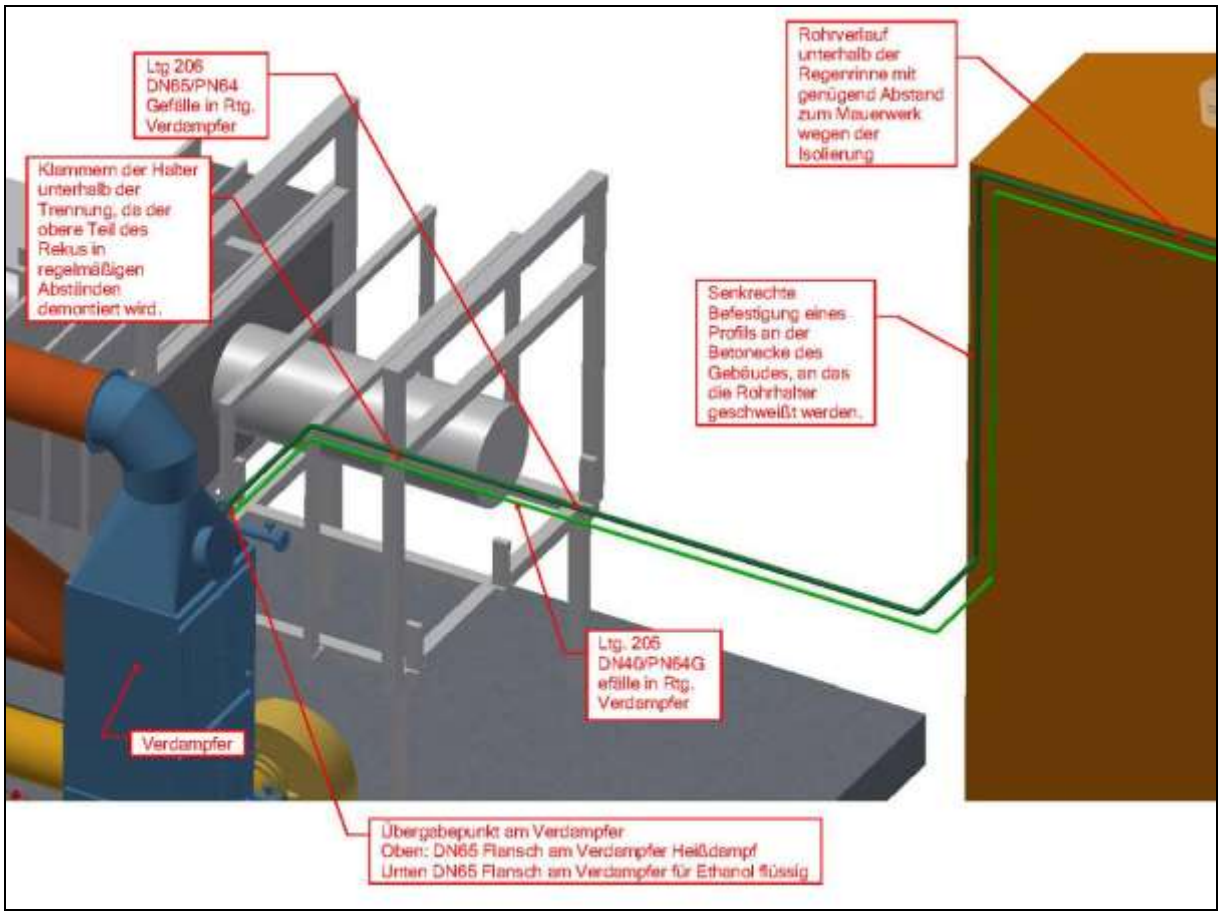


Abbildung 135: Rohrleitungsverlauf auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke [DeVeTec]

Die unteren Abbildungen zeigen die tatsächlich geschweißten Rohrleitungen auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke.

Abbildung 136: Rohrleitungsverlauf auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke [DeVeTec]

Abbildung 137: Rohrleitungsverlauf auf dem Gelände der Badischen Stahlwerke [DeVeTec]

Inbetriebnahme

Derzeit befindet sich die Anlage in der Inbetriebnahme. Die Leistung wird schrittweise nach oben gefahren, bisher liegt die Nennleistung bei 110 kW_{el}. Frischluft- und Saugzuggebläse erfüllen Ihre Funktion, ohne dass der Ofendruck von 5 bis 7Pa gefährdet wird. Auch die „Prüfung vor Inbetriebnahme“ wurde bereits durchgeführt. Die für den Prüfer relevanten Sicherheitsfunktionen wurden im Betrieb der Anlage getestet und haben den Anforderungen standgehalten. Nach mündlicher Rücksprache mit dem TÜV sind nur kleine Mängel zu beheben. Wegen der sicherheitsgerichteten Software ist noch ein zweiter TÜV-Termin fällig.

12 Verbundprojekt Evonik Degussa – Schott AG – DeVeTec GmbH

Im Rahmen des Projektes Wärme-ORCent-Dampfexpansionsmotor für die Nutzung niedertemperierter Wärmeströme Phase 2: Feldtest wurden zwei weitere Fördervorhaben als Verbundprojekte genehmigt und bearbeitet. Verbundprojektpartner waren die Firmen Evonik Industries in Marl und die Fa. Schott AG in Mainz.

Die Fa. Schott zeichnete für die Entwicklung neuer Wärmetauscher zur Nutzung hochkorrosiver industrieller Abgase (exemplarisch getestet an Abgasen von Spezialglaswannen) verantwortlich.

Der Einsatz von Wärmetauschern im Abgasstrom von Spezialglaswannen stößt hauptsächlich auf das Problem, dass innerhalb des Wärmeüberträgers mit Kondensation von verdampften Glasbestandteilen, insbesondere Boraten, gerechnet werden muss. Borate finden sich in großen Mengen in den Abgasströmen von Borsilicatglaswannen. Sie sind in flüssig-zähem Zustand chemisch äußerst aggressiv. Mit borhaltigen Abgasen kann ein Wärmetauscher nur bei Temperaturen betrieben werden, die entweder deutlich oberhalb des Taupunktes der Borate (min. 800°C) oder deutlich unterhalb 500°C liegen. Anderenfalls würden die relativ feinen Strukturen eines Platten- oder Rohrbündelwärmetauschers sehr schnell verstopfen. Ein weiterer nicht vernachlässigbarer Effekt ist, dass die Wärmeleitfähigkeit der Austauschflächen durch die Anbackungen der Borate immer geringer wird.

Für den Temperaturbereich > 900°C kamen nur keramische Materialien infrage, wobei Siliziumkarbid (SiC) wegen seiner guten Wärmeleitfähigkeit am meisten favorisiert wird. Kommerzielle Anbieter für Wärmeüberträger aus SiC gibt es bisher nur sehr wenige, was hauptsächlich daran liegt, dass die Beherrschung der SiC-Formgebung für die relativ komplizierten Geometrien von Wärmetauschern nicht allgemeiner Stand der Technik war.

Ein weiterer Nachteil von SiC ist seine Korrosionsanfälligkeit, insbesondere bei Anwesenheit von Wasser. Beschichtungen, die diese Korrosion verhindern sollen, sind in der Entwicklung, aber noch nicht ausreichend getestet worden, sodass noch keine belastbaren Aussagen über deren Langzeitbeständigkeit unter Betriebsbedingungen vorliegen.
Die Sprödigkeit von SiC kann weitere Probleme im Praxisbetrieb verursachen. Beim Design eines SiC-Plattenwärmetauschers müssen daher die Platten entsprechend dick ausgelegt werden, womit die gute Wärmeleitfähigkeit des Materials teilweise kompensiert wird. Die Reinigung wird sowohl im Prozess als auch ausgebaut als schwierig betrachtet, weil sich die Borate sehr fest mit Keramik oder Metall verbinden.

Für den Temperaturbereich unterhalb 500°C standen daher technische Lösungen für Wärmetauscher zur Verfügung, die aber den besonders korrosiven Bedingungen in den Abgasströmen von Glasschmelzwannen noch angepasst werden müssen.

Folgendes Ergebnis und Fazit kann aus dem Teilprojekt gezogen werden.

Für Borsilicatgläser können Wärmeüberträger im Abgas eingesetzt werden, wenn die kritische Temperatur für die Ausbildung eines kristallinen Belages nicht überschritten und eine quasikontinuierliche oder periodische Reinigung des Wärmeüberträgers gewährleistet ist. Im Fall der untersuchten Borsilicatgläser lag die Grenztemperatur für die Ausbildung eines kompakten, kristallinen Belages, je nach Untersuchungsmethode, zwischen 500°C (Rheometer) und 650°C (Erhitzungsmikroskop). Durch die Versuche mit dem Wärmeüberträgertestmodul konnte bestätigt werden, dass bei Temperaturen oberhalb von 660°C ein kompakter Belag aufwächst, der auch mit einem mechanischen Abreinigungssystem nicht mehr entfernt werden kann. Unterhalb von 630°C ändert sich die Konsistenz des Belages, sodass eine wirkungsvolle Reinigung ermöglicht wird. Als praktikabel hat sich im Versuch eine Pressluftlanze erwiesen, sodass in einer Anlage ein Lanzenbläser ausreichen würde und auf eine aufwendige Kugelregenanlage verzichtet werden kann. Das Reinigungsintervall ist an den Verschmutzungsgrad anzupassen und wird voraussichtlich zwischen einmal pro Tag und einmal pro Woche liegen, wenn die maximale Abgastemperatur von ca. 600°C nicht überschritten wird.

Als Werkstoff für einen Wärmeüberträger ist für einen Einsatz im oberen Temperaturbereich ein CrNi-Stahl (1.4541 alternativ auch 1.4828) vorzuziehen. Bei niedrigeren Temperaturen haben auch die untersuchten Cr-Stähle noch eine ausreichend gute Korrosionsbeständigkeit. Selbst für den niedrig legierten Werkstoff 1.5415 (15Mo3) kann noch eine Standzeit von mehr als fünf Jahren erwartet werden.

Das zweite Verbundprojekt „Entwicklung neuer Arbeitsfluide für den „ORCent-Dampfexpansionsmotor zur Nutzung industrieller Abgase“ wurde von der Fa. Evonik bearbeitet.
Dabei kam dem im Rahmen dieses Teilprojektes zu entwickelnden Arbeitsfluid eine Schlüsselrolle zu, denn das optimale Zusammenspiel zwischen Arbeitsmedium und Prozesskonfiguration entscheidet maßgeblich über den Wirkungsgrad und damit über die Effizienz des gesamten Prozesses. Thermodynamisch begründet liegen die Wirkungsgrade in einem niedrigen Bereich (< 20 %), sodass mittels gezielter Auswahl der Arbeitsflüssigkeit die Irreversibilität beim Wärmeübergang minimiert und durch eine optimale Ausnutzung der thermophysikalischen Stoffeigenschaften der Komponente maximale Prozesswirkungsgrade erreicht werden können.
Die Arbeitsteilung sah so aus, dass Evonik für die Entwicklung und Auswahl eines geeigneten organischen Mediums verantwortlich war, DeVeTec einen Prüfstand mit einem geeigneten ORC-Dampfexpansionsmotor konstruiert, gefertigt und aufgebaut sowie die entsprechenden praktischen Tests der neuen organischen Medien auf dem Prüfstand durchgeführt hat.

Das Projekt zielte auf die Identifizierung und Entwicklung von Arbeitsfluiden zur Nutzung von Abwärmeströmen im Temperaturbereich von 90 - 450°C mithilfe der ORCent-Technologie. Dazu wurde zunächst ein Anforderungsprofil für geeignete Alternativen zu dem nach Stand-der-Technik eingesetzten ORC-Arbeitsmedium Ethanol erstellt. Dieses beinhaltete thermodynamische Stoffeigenschaften, sicherheitstechnische und ökologische Kenngrößen

als auch Fluideigenschaften, welche sich auf Basis der ORCent-Technologie ergaben. Im nächsten Schritt wurden sowohl Modifikationen bestehender ORC Arbeitsmedien als auch die Dortmunder Datenbank nach geeigneten alternativen Arbeitsmedien analysiert. Die definierten Anforderungen wurden von neun Fluiden in einem ausreichenden Maß erfüllt. Diese Medien wurden anschließend auf ihre thermische und zyklische Stabilität bei unterschiedlichen Temperaturniveaus und Versuchslaufzeiten hin untersucht. Dabei zeigte sich, dass die zuvor identifizierten Fluide lediglich bei Temperaturen von ≤ 200°C dauerstabil waren, wodurch der im Projektantrag adressierte Temperaturbereich eingeschränkt wurde. Die Stabilitätsversuche wurden durch Korrosionsversuche und Dauerstabilitätsversuche ergänzt, welche eine Dauer von zwei Monaten aufwiesen.

Sowohl ORCENT111 als auch ORCENT129 erwiesen sich als thermisch stabil und zu einem tolerierbaren Maß korrosiv. Aufgrund des höheren theoretischen Wirkungsgrads wurde ORCENT111 schließlich am Medienprüfstand der Fa. DeVeTec experimentell untersucht. Dabei wurde im Vergleich zur Verwendung von Ethanol als ORC-Arbeitsmedium im Bereich der Verdampfertemperatur von 130-150°C ein um 170-197 % erhöhter Wirkungsgrad erzielt. Die ökologische Betrachtung hat gezeigt, dass die Verwendung von ORCENT111 anstelle von Ethanol aufgrund dieses hohen Wirkungsgrades ökologisch deutlich vorteilhafter ist. ORCENT111 bietet für Niedertemperaturanwendungen in diesem Temperaturbereich somit sowohl unter thermodynamischen Gesichtspunkten als auch unter sicherheitstechnischen und umweltrelevanten Aspekten ein Optimum. Durch Verwendung eines Dampfexpansionsmotors von der Firma DeVeTec mit ORCENT111 als Arbeitsmedium können bislang ungenutzte Abwärmequellen bei Temperaturen von 130-150°C demzufolge ökonomisch und ökologisch bestmöglich zur Stromerzeugung herangezogen werden.

13 Planung, Aufbau und Inbetriebnahme des ORC-Medienprüfstandes

13.1 Allgemein

Im Rahmen eines Gemeinschaftsprojekts mit dem Projektpartner Evonik Industries soll eine Testumgebung in Form eines Prüfstands für die Eignungsprüfung weiterer Arbeitsmedien geschaffen werden. Dabei ist die Konzeption, Planung und Konstruktion des Prüfstands Teil der Aufgabenstellung. Weiterhin erfolgt die Auslegung, Auswahl und Beschaffung der passenden Komponenten nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Im Anschluss dieser Aufgaben erfolgt die Inbetriebnahme zur Sicherstellung der grundlegenden Funktionalität des Versuchsaufbaus.

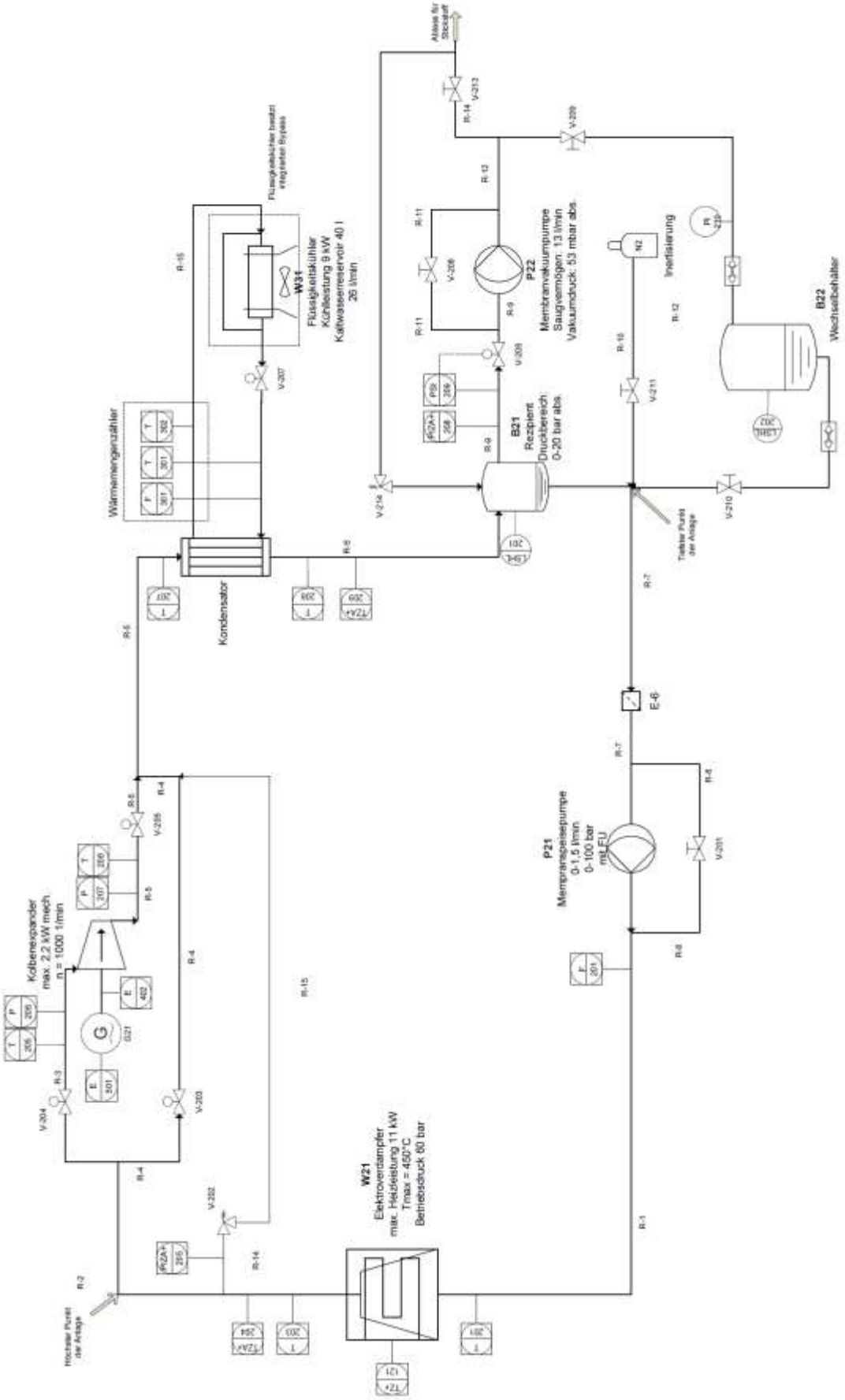
13.2 Übersicht Medienprüfstand

13.2.1 Anforderungen

Der Prüfstand soll folgenden Anforderungen genügen:

- Prüfbedingungen der Medien bis zu 450°C und kleiner 60 bar
- Maximale thermische Leistung von etwa 11 kW
- Korrosionsbeständige Werkstoffe verwenden, aufgrund aggressiver Medien
- Komponenten müssen anhand der im Versuch verwendeten Stoffe ausgewählt werden
- Sicherheitsanforderungen und Gefahrenüberwachung während des gesamten Betriebs
- Auswahl der Komponenten nach Explosionsschutzanforderungen (ATEX)
- Möglichst kompakte Bauweise mit geringem Platzbedarf
- Mobilität durch geeignetes Verfahrenssystem sicherstellen (z. B. Transport auf Messen)
- Möglichst geringe Kosten bei der Komponentenbeschaffung

13.2.2 R & I Schema



13.2.3 Komponenten

Beim Hauptkreislauf handelt es sich um die Hauptkomponenten, die für den ORC-Kreislauf notwendig sind. Dazu zählen in erster Linie die Speisepumpe, der Verdampfer, die Entspannungsmaschine, der Kondensator und ein Ausgleichsbehälter.

Diese sollen im Folgenden näher beschrieben werden.

13.2.3.1 Speisepumpe

Die Speisepumpe hat die Aufgabe, das Arbeitsmedium auf ein entsprechendes Druckniveau zu bringen. In unserem Fall soll dieses zwischen 0 und 60 bar absolut betragen. Das Medium liegt vor und nach der Pumpe in flüssiger Form vor. Bei der ausgewählten Pumpe handelt es sich um eine Kolbenmembranpumpe.

Hierbei wandelt eine Taumelscheibe die Drehbewegung der Antriebswelle in eine oszillierende Bewegung zum Hydraulikkolben um. Die Kolben werden durch den Rückhub mit Öl gefüllt. Durch Rückschlagventile wird verhindert, dass das Öl beim Druckhub aus den Kolben austritt. Somit wird das Öl beim Druckhub nur nach vorne in Richtung der Membranrückseite gefördert. Der dabei entstehende Druck lenkt diese aus. Der Druck ist nahezu gleich, des an der Medienseite der Membrane anstehenden Drucks. Dadurch kann von einer „druckausgeglichenen“ Membrane gesprochen werden. Beim Rückhub werden die Hydraulik-Kolben durch Rückstellfedern, und somit auch die Membrane wieder in die Ausgangslage gebracht. Da mehrere Membranen im Pumpenkopf radial zueinander versetzt angeordnet sind, und die Pumpen mit relativ hohen Drehzahlen arbeiten, überlagern sich die einzelnen Druckhübe zu einem konstanten Förderstrom, der meist keinerlei Dämpfung bedarf.

Der Vorteil besteht darin, dass bei einer Kolbenmembranpumpe keine Dichtungen benötigt werden. Weiterhin besteht eine Trockenlauffähigkeit, sodass auch gasförmige Bestandteile im System keine Schäden an der Pumpe hervorrufen würden. In folgender Tabelle sind die wichtigsten Eigenschaften zusammengefasst.

Tabelle 1: Parameter Speisepumpe [DeVeTec]

Druckniveau	0 – 60 bar a
Temperatur Medium	50 – 70°C
Volumenstrom	0 – 1,5 l/min
Drehzahlregelung	Mit Frequenzumrichter
Werkstoff	Edelstahl 1.4571

13.2.3.2 Verdampfer

Der Verdampfer hat die Aufgabe, das flüssige Medium zu verdampfen und in die trockengesättigte Dampfphase zu überhitzen. Der Verdampfer simuliert im Prüfstand einen Wärmetauscher, der in der Realität durch eine Abwärmequelle, wie z. B. Rauchgas, gespeist würde. In diesem Fall jedoch wird der Verdampfer rein elektrisch betrieben (Elektroerhitzer).

Der Verdampfer wird in vertikaler Lage betrieben, was den Bauraum der Prüfzelleneinhausung nach oben sehr hoch werden lässt. Das Medium wird durch Heizstäbe auf bis zu 450°C erhitzt. Die elektrische Leistung beträgt maximal 11 kW. Der Verdampfer besitzt einen eigenen Schaltschrank, der später in die Prüfstandsteuerung integriert werden muss. Weiterhin verfügt der Verdampfer einen Überhitzungsschutz, der beim Überschreiten einer eingestellten Grenztemperatur zur Abschaltung der Verdampfungseinheit führt. In folgender Tabelle sind die Betriebsparameter aufgelistet.

Tabelle 2: Parameter Verdampfer [DeVeTec]

Druckniveau	bis zu 60 bar a
Temperatur Eintritt	max. 250°C
Temperatur Austritt	max. 450°C
Elektrische Leistung	11 kW
Massenstrom	min 20 kg/h
Werkstoff	Edelstahl 1.4571

13.2.3.3 Expansionsmaschine

Als Expansionsmaschine zur Entspannung des hochtemperierten und unter Druck stehenden Fluides dient ein Dampfkolbenmotor. Die Basis dafür bietet ein handelsüblicher Bootsdieselmotor mit zwei in Reihe stehenden Zylindern. Für den Betrieb als Dampfmotor muss der Motor komplett umgebaut werden. Diese Arbeit wurde von DeVeTec durchgeführt. Dazu wird der Grundmotor komplett demontiert und nicht benötigte Anbauteile entfernt. Es werden lediglich das Kurbelgehäuse, die Kurbelwelle, die Lagerschalen und die Ölpumpe weiter verwendet. Es müssen sowohl neue Laufbuchsen als auch die passenden Kolben und Kreuzköpfe gefertigt werden. Auf den Einsatz eine Nockenwelle zur Ventilsteuerung kann verzichtet werden. Dazu wird eine neu entwickelte Ladungswechselsteuerung am Motor verbaut.

Es handelt sich dabei nicht um eine gewöhnliche Ventilsteuerung wie bei einem Verbrennungsmotor, sondern um eine Drehschiebersteuerung mit Einlass- und Auslasskugeln als Ladungswechselorgane. Die Kugeln haben unterschiedlich große Durchmesser. Die beiden, größeren Einlasskugeln haben eine spezielle Einlassquerschnittsgeometrie, die es ermöglicht, sehr kurze Einlasszeiten zu realisieren. Die Auslasskugeln sind kleiner gestaltet, wobei diese ermöglichen, das entspannte Medium über

180 °KW abzuleiten. Die beiden Drehschieberwellen werden über einen Riemen von der Kurbelwelle angetrieben. Die Drehzahl der Drehschieberwelle ist aufgrund des 2-Takt-Verfahrens des Dampfmotors gleich der Kurbelwellendrehzahl. Das weitere Prinzip ähnelt dem bereits erläuterten Dampfmotor.

Ein weiteres besonderes Merkmal liegt bei der Totvolumenverstellung. Hierbei kann das Totvolumen an den entsprechenden Lastpunkt und an die Eigenschaften des benutzten Mediums angepasst und der Wirkungsgrad optimiert werden. Wählt man beispielsweise ein geringes Totvolumen, so erreicht man ein größeres Druckgefälle zwischen Einlass und Auslass, was sich in einer Leistungssteigerung auswirkt. Außerdem ist der Dampfmotor in jedem Zylinder mit einem Piezodruckaufnehmer ausgestattet, um die Zylinderdruckinduzierung zu messen.

Um die mechanische Leistung in elektrische Leistung umzuwandeln, wird ein Generator mit einem Wirkleistungsmessumformer verwendet. Um jedoch das Leistungsspektrum zwischen 0 und 2 kW bestens zu nutzen, werden zwei Generatoren unterschiedlicher Leistungsklassen verwendet; ein 1,1 kW- und ein 2,2 kW-Generator. So werden die Wirkungsgradverluste beim Niederleistungsbetrieb (unterer Teillastbereich) eines größeren Generators verringert. Die Generatoren müssen somit bei Bedarf für einen anderen Lastpunkt getauscht werden. Weiterhin kann der Generator als Elektroantrieb für den Startzyklus des Kolbenexpanders genutzt werden.

13.2.3.4 Kondensator

Der Kondensator ist ein Wärmetauscher, der das durchfließende gasförmige Medium, durch Wärmeabfuhr mittels eines Kühlwasserstroms, in die flüssige Phase umwandelt. Der Kondensator muss im Falle, dass das unter Druck stehende, gasförmige Medium über einen Bypass am Expander vorbei geleitet wird, dem Druck von etwa 20 bar und einer Temperatur von kurzeitig von bis zu 300°C standhalten. Somit kann auch eine Überdruckkondensation stattfinden, falls eingesetzte Fluide einen höheren Dampfdruck als 1013 mbar haben. Der Kondensator wird im Gegenstromverfahren betrieben.

Der eingesetzte Kondensator ist ein gelöteter Plattenwärmetauscher. Die Auslegung sollte sich am Kühlmittel R245fa orientieren. Somit ergeben sich folgende Auslegungsdaten:

Tabelle 3: Auslegungsdaten des Kondensators [DeVeTec]

	Primärseite	Sekundärseite
Medium	R245fa	Wasser
Eintrittstemperatur	140°C	45°C
Austrittstemperatur	48°C	51°C
Massenstrom	0,033 kg/s	0,4 kg/s
Dichte	1272,88 kg/m^3	987,57 kg/m^3
Wärmekapazität	1,346 kJ/kg*K	4,174 kJ/kg*K
Abgeführte Leistung	Ca. 11 kW	
Flächenreserve	22 %	

Der Hersteller des Kondensators empfiehlt eine Vorkühlung in das System zu integrieren, falls die Temperaturunterschiede zu groß sind.

Der angeschlossene Kühlkreislauf wird gesondert betrachtet.

13.2.3.5 Ausgleichsbehälter

Der Ausgleichsbehälter dient als Sammelgefäß des kondensierten Mediums. Weiterhin wird er benötigt, damit die Pumpe nicht trocken läuft, und die betriebsbedingte Änderung des Füllstandes im Verdampfer ausgeglichen wird. Der Gesamtvorrat der Anlage beträgt etwa 25 Liter. Dabei sollen während des Betriebs maximal etwa 13 Liter im Behälter vorrätig sein. Falls jedoch das unter Druck stehende Medium über die Bypass-Leitung am Expander vorbei geleitet wird, wurde der Behälter auf ein Fassungsvolumen von 56 Litern ausgelegt. So wird der Druck des Mediums im Extremfall durch eine Volumenvergrößerung von 60 bar auf 20 bar verringert, was gleichzeitig eine Temperatursenkung zur Folge hat.

Der Ausgleichsbehälter hat vier Anschlussstellen. Zwei sind für Zu- und Ablauf des Mediums zuständig, in einen weiteren wird ein Füllstandsensor eingeführt. Der vierte Anschluss ist zum Erzeugen eines Unterdrucks durch eine Vakuumpumpe notwendig.

Die Prozessdaten im Überblick:

Tabelle 4: Prozessdaten Ausgleichsbehälter [DeVeTec]

Betriebsdruck	Max 20 bar
Betriebstemperatur	Max 400°C
Nennvolumen	56 Liter
Werkstoff	Edelstahl 1.4571

13.2.3.6 Kühlkreislauf

Der Kühlkreislauf ist für den Abtransport der aus der Kondensation aufgenommenen Wärmemenge zuständig. Neben dem bereits erläuterten Kondensator sind ein Flüssigkeitskühler sowie ein Wärmemengenzähler notwendig.

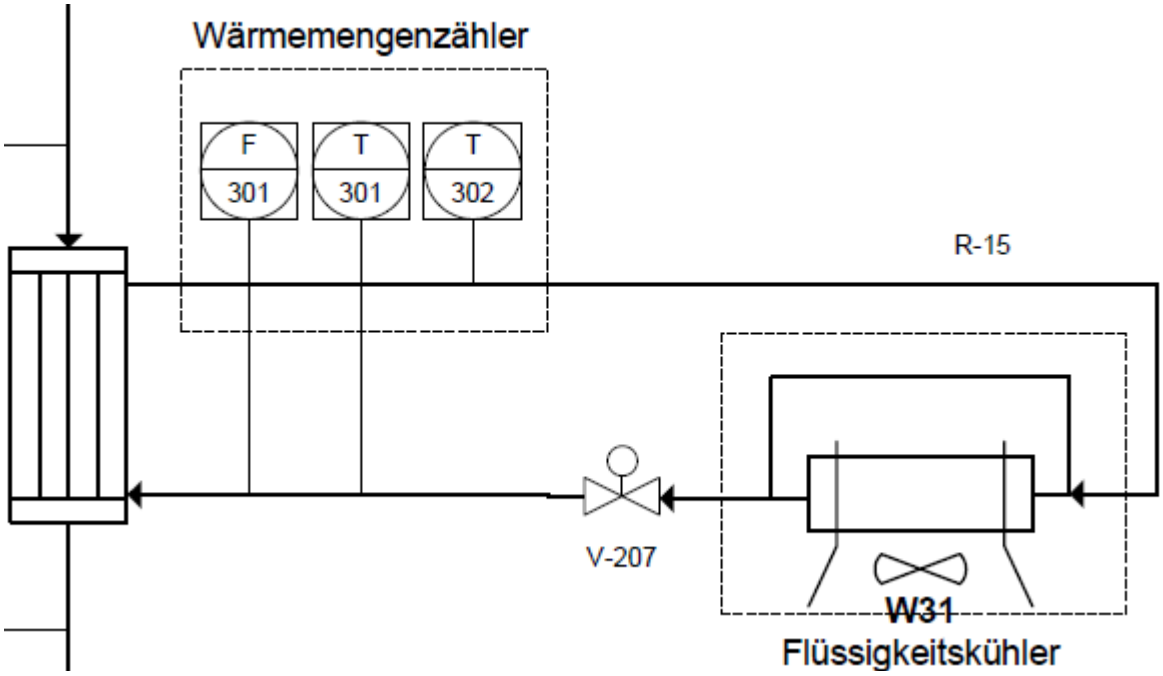


Abbildung 138: Kühlkreislauf im R&I-Schaubild [DeVeTec]

13.2.3.6.1 Flüssigkeitskühler

Der Flüssigkeitskühler hält den Kühlwasserstrom auf einem definierten Temperaturniveau. Dieses hat eine Temperaturdifferenz von etwa 5°C. Das Wasser wird im Kühler mit einem, durch einen Ventilator erzeugten, Luftstrom gekühlt. Die maximale Kühlleistung des Aggregats soll 9 kW betragen. Eine Pumpe, die den Kühlwasserstrom zirkulieren lässt, ist in dem Gerät integriert. Folgende Tabelle enthält die Betriebsparameter des ausgewählten Flüssigkeitskühlers.

Tabelle 5: Prozessdaten Flüssigkeitskühler [DeVeTec]

Kälteleistung	9 kW
Temperaturdifferenz	5°C
Wasservolumenstrom	1560 l/h
Pumpendruck	3,1 bar
Luftmenge am Lüfter	4200 m^3/h
Besonderheiten	Bypass im Flüssigkeitskreislauf integriert

Ebenso ist ein interner Bypass im Kühler vorhanden. Zur Regelung des Kühlwasserstroms wird ein Regelventil (V-207) benötigt, das den Massenstrom auf ein Minimum begrenzen kann. Es handelt sich dabei um einen regelbaren Kugelhahn mit einer speziellen Kugelgeometrie.

13.2.3.6.2 Wärmemengenzähler

Der Wärmemengenzähler ist ein Komplettsystem, bestehend aus einem Durchflusssensor, zwei gepaarten Temperaturfühlern und einer Energierecheneinheit. Die Messung des Durchflusses erfolgt magnetisch-induktiv.

Das Messprinzip dieser Durchflussmesser nutzt die Trennung bewegter Ladungen in einem Magnetfeld. Der Durchflussmesser besteht aus einem nicht-ferromagnetischen Messrohr, das eine elektrisch isolierende Auskleidung besitzt. Zwei, mit der Flüssigkeit in Berührung stehenden Elektroden messen den induzierten Strom. Die stromdurchflossenen Feldspulen erzeugen ein Magnetfeld mit der Induktion B senkrecht zur Rohrlängsachse.

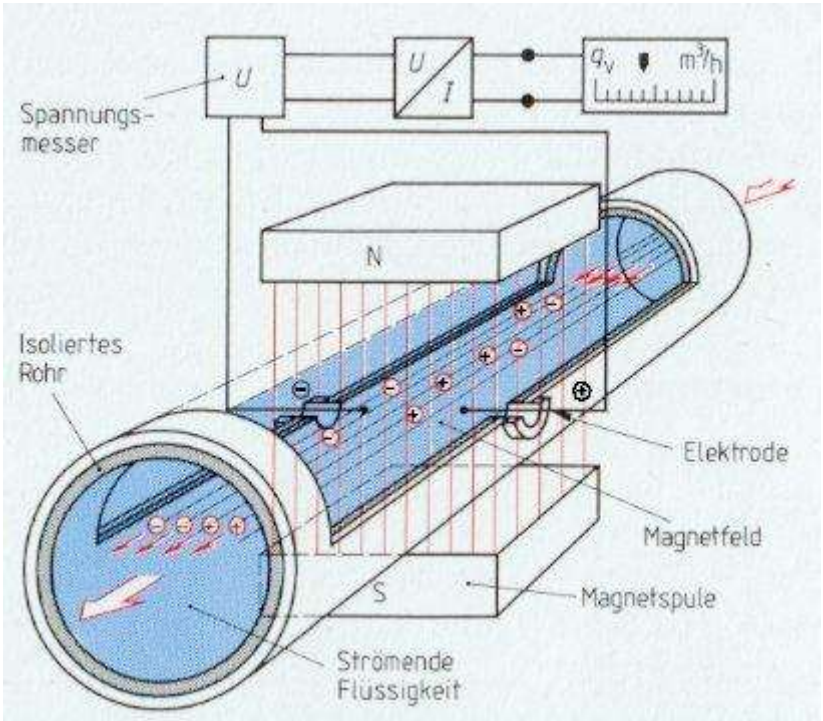


Abbildung 139: Prinzip eines magnetisch-induktiven Durchflussmessers

Dieses Magnetfeld durchdringt das Messrohr und die darin fließende Flüssigkeit, die elektrisch leitfähig sein muss. Entsprechend dem Induktionsgesetz wird in der Flüssigkeit eine Spannung U_{ind} induziert, die der mittleren Fließgeschwindigkeit v der Flüssigkeit, der Induktion B und dem Innendurchmesser d_i des Rohres proportional ist. Für die induzierte Spannung gilt vereinfacht:

$$U_{ind} = k \cdot d_i \cdot B \cdot \bar{v} \qquad (13.1)$$

Mit dem Durchfluss q

$$q = \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \cdot \bar{v} \qquad (13.2)$$

und der Wandlung der Signalspannung folgt schließlich

$$q_{ind} = U_{ind} \frac{\pi \cdot d_i}{4 \cdot k \cdot B} \qquad (13.3)$$

Die Vorteile eines magnetisch-induktiven Durchflussmessers beruhen darauf, dass keine Anbauteile im Strömungsquerschnitt vorhanden sind. Somit gibt es keinen mechanischen Verschleiß und keinen Druckverlust.

Um nun die Leistung des Kühlwasserstromes berechnen zu können, benötigt man die genaue Temperaturdifferenz. Dazu wird in die Vorlauf- und Rücklaufleitung jeweils ein Temperaturfühler eingebaut (hier PT100). Die Rechnereinheit berechnet nun mit der bereits bekannten Formel aus den Messwerten die aktuelle Leistung und Wärmeabgabe aus dem ORC-Prozess. Die Werte können später über eine Mod-Bus-Schnittstelle in die Steuerung eingebunden werden.

13.2.3.7 Unterdrucksystem

Durch das Unterdrucksystem soll es im Testbetrieb möglich sein, das Arbeitsmedium nach der Expansion noch weiter zu entspannen. Der erreichbare Druck soll dabei unterhalb von 1013 mbar liegen. In folgender Abbildung ist das Unterdrucksystem schematisch dargestellt. Das Bild zeigt den bereits beschriebenen Ausgleichsbehälter, die Vakuumpumpe, ein Steuerventil zur Regelung sowie eine Drucküberwachungseinrichtung.

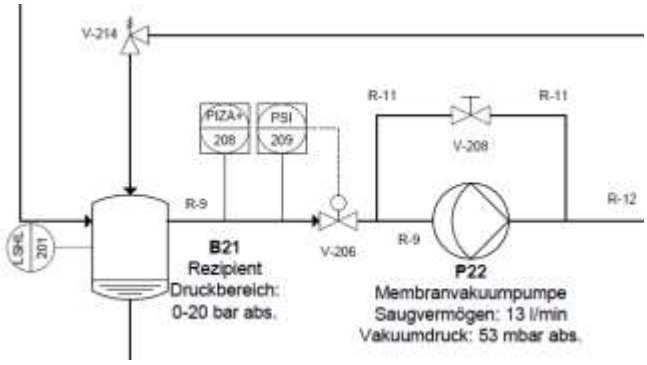


Abbildung 140: Unterdrucksystem im R&I-Schaubild [DeVeTec]

Der Bauart der Vakuumpumpe ist eine Membrankolbenpumpe. Sie ist in der Lage ein Vakuum von 53 mbar absolut zu erzeugen. Das Saugvermögen beträgt maximal 13 l/min. Da sich in dem Druckbehälter trotz Kondensation des Mediums gasförmige Bestandteile befinden können, kann das Medium in einen Auffangdruckbehälter geleitet werden. Eine Bypass-Leitung an der Pumpe vorbei ist angebracht und kann am mechanisch betätigten Kugelhahn geöffnet werden.

Ein elektrischer Druckschalter (PSI 209) erfasst den aktuellen Wert. Wird ein vorab eingestellter Schwellenwert erreicht, wird das angeschlossene Magnetventil betätigt und die Pumpe aktiviert. Die Hysterese des Druckschalters ist sehr gering und kann konfiguriert werden. Ein Druckwächter (PIZA+208) schaltet die Anlage ab, sollte ein Wert über 15 bar im Druckbehälter erreicht werden. Zusätzlich öffnet ein Sicherheitsventil (V-214), das ebenfalls auf 20 bar eingestellt ist.

13.2.3.8 Wechselsystem

Das Wechselsystem dient dem Austausch der verschiedenen Arbeitsmedien für die jeweilige Versuchsdurchführung. Das Medium soll dabei möglichst restlos aus dem gesamten System entfernt werden können, damit eine Verfälschung der Ergebnisse beim nächsten Test mit einem anderen Medium entgegen gewirkt werden kann. Außerdem soll das Medium nach Möglichkeit nicht an die Umwelt abgegeben werden, um das Risiko einer Gesundheitsgefährdung oder Ähnliches zu reduzieren. Zusätzlich wird die Anlage nach jedem Versuch mit Stickstoff inertisiert, sodass eine Durchspülung in den Aggregaten und Rohrleitungen erfolgt.

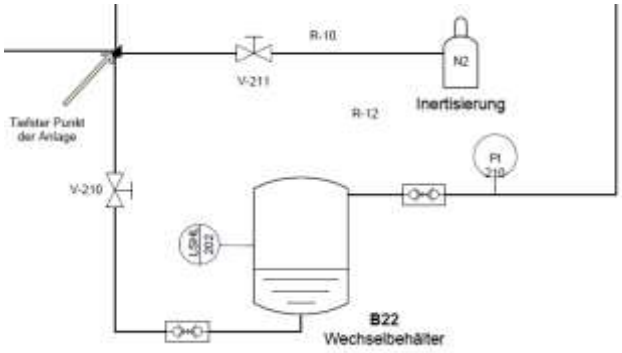


Abbildung 141: Wechselsystem als R&I-Schaubild [DeVeTec]

Wie in vorstehender Abbildung zu sehen ist, kann der Wechselbehälter durch ein spezielles Kupplungssystem an die Leitungen angeschlossen werden. Über Ventile wird das System abgeschlossen. Der Wechselbehälter hat eine eigene Füllstandsanzeige.

13.2.3.9 Rohrleitungen und Ventile

13.2.3.9.1 Rohrleitungen

Bei der Auslegung der Rohrleitungen gibt es zwei unterschiedliche Ansätze die geeigneten Rohre auszuwählen. Zum einen muss der erforderliche Querschnitt, zum anderen die Druckstufe und die daraus sich ergebende Wanddicke ermittelt werden.

Der Innendurchmesser d_i, oder auch Nenndurchmesser DN wird über den festgelegten Massenstrom und die lokale Dichte bestimmt. Dazu verwendet man die Kontinuitätsgleichung:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = c \cdot A \cdot \rho = c \cdot \frac{d_i^{\,2} \cdot \pi}{4} \cdot \rho(T, p) = konst \tag{13.4}$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{m}}{c \cdot \rho}} \tag{13.5}$$

Somit muss für jeden Teilabschnitt der Rohrleitung der Durchmesser neu berechnet werden, da sich die lokalen Bedingungen, wie Druck und Temperatur, ändern.

Die Teilabschnitte lassen sich wie folgt einteilen:

- Speisepumpe → Verdampfer
- Verdampfer → Expander
- Expander → Kondensator
- Kondensator → Speisepumpe
- Kühlkreislauf (Wasserseite)
- Unterdrucksystem
- Wechselsystem

Für die Maximalwerte des Prozesses werden die Querschnitte der Teilstrecken bestimmt. Als Grundlage dienen zunächst die Werte des bekannten Mediums Ethanol. Die entscheidende Größe bei der Rohrauslegung ist die Strömungsgeschwindigkeit. Erfahrungswerte geben hier für Rohrleitungen mit Medien im flüssigen Zustand ca. 1 – 3 m/s und mit gasförmigen Medien (Sattdampfleitungen) ca. 15 – 30 m/s vor. Werden Rohrleitungen zu dünn ausgelegt, wird die Strömung stark behindert. Werden Sie zu groß ausgelegt (Überdimensionierung) steigen die Kosten immens.

Tabelle 6: Berechnung der Rohrinnendurchmesser der Teilstrecken [DeVeTec]

Massenstrom: 0,0063 [kg/s]			Medium: Ethanol		
Teilstrecke	Druck	Temperatur	Dichte	Strömungs-geschwindigkeit	Innendurch-messer
	[bar]	[°C]	[kg/m^3]	[m/s]	[mm]
Pumpe → Verdampfer *(flüssig)*	60	63,9	757,1	1	3,26
Verdampfer → Expander *(Dampf)*	60	450	47,6	15	3,35
Expander → Kondensator *(Dampf)*	1	252	1,1	15	22,46
Kondensator → Pumpe *(flüssig)*	1	62,9	751,5	1	3,27
Kühlkreislauf	2	30	995	3	13,81
Bemerkung: Medium Wasser, Massenstrom 0,431 kg/s					

In Tabelle 6 sind die Mindestquerschnitte für die jeweiligen Teilabschnitte des Rohrleitungssystems aufgelistet. Der Kühlkreislauf ist unabhängig vom Hauptkreislauf und hat daher, aufgrund der eigenen Pumpe, einen höheren Massenstrom.

Die Rohrleitungen des Unterdrucksystems und des Wechselsystems spielen eine untergeordnete Rolle, da sie im Kreislauf nicht direkt angebunden sind, und werden an die übrigen Leitungen angepasst.

Die nächste Betrachtung bezieht sich auf die Wanddicke der jeweiligen Rohre. Diese ist entscheidend abhängig vom Festigkeitskennwert K des eingesetzten Werkstoffes. In der Regel wird der Festigkeitskennwert bei Normbedingungen angegeben. Jedoch sinkt der Festigkeitskennwert bei Temperatureinwirkung, und somit auch der maximal auszuhaltende Druck.

Abbildung 142 verdeutlicht dies am Beispiel von Edelstahl vom Typ 1.4571.

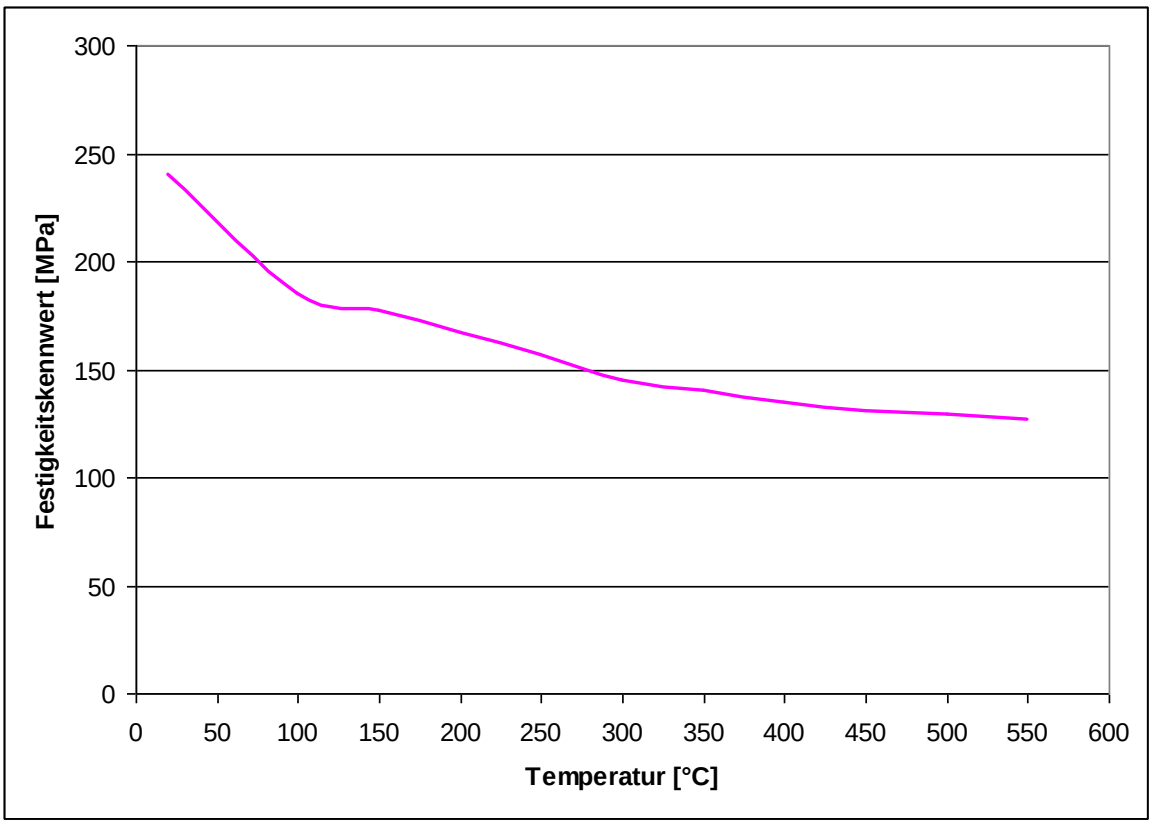


Abbildung 142: Temperatureinfluss auf den Festigkeitskennwert von Edelstahl 1.4571

Der zulässige Druck ergibt sich nach der Druckgeräterichtlinie EN 13445 mit der Beziehung:

$$PT = 1{,}25 \cdot PS \cdot \frac{K_{20}}{K_{TS\,\max}} \qquad (13.6)$$

Hierbei wird der Festigkeitskennwert bei Raumtemperatur und bei Prüftemperatur ins Verhältnis gesetzt, und mit dem Betriebsdruck bei Raumtemperatur und einem Sicherheitsfaktor von 1,25 multipliziert.

Hersteller standardmäßiger Rohre aus dem Werkstoff 1.4571 geben einen maximal zulässigen Druck von etwa 276 bar an. Nimmt man nun aus den maximalen Prozessgrößen der Anlage den entsprechenden Werkstoffkennwert bei 450°C (K=131 MPa) und den maximal herrschenden Druck von 60 bar, so erhält man laut Gleichung (5.6) einen erforderlichen Prüfdruck von 137,4 bar, welcher größer dem maximal zulässigen Druck ist.

$$PT = 1{,}25 \cdot 60bar \cdot \frac{240MPa}{131MPa} = 137{,}4bar < 276bar \qquad (13.7)$$

Angesichts des Montageaufwands und der Kosten wurden folgende Rohrleitungen ausgewählt. Die Rohre sind mit Nummern versehen und im R&I-Fließbild eingetragen.

Tabelle 7: Übersicht der ausgewählten Rohrleitungen [DeVeTec]

Rohrnummer	Außendurchmesser	Wanddicke	zul. Druck bei RT
	[mm]	[mm]	[bar]
R-1	8	1	345
R-2	15	1,5	276
R-3	15	1,5	276
R-4	15	1,5	276
R-5	25	2	276
R-6	10	1	276
R-7	10	1	276
R-8	10	1	276
R-9	10	1	276
R-10	10	1	276
R-11	10	1	276
R-12	10	1	276
R-13	10	1	276
R-14	10	1	276
R-15	15	1,5	276

13.2.3.9.2 Ventile

Die Auswahl der passenden Ventile erfolgt nach den gleichen Gesichtspunkten, wie die, der übrigen Komponenten. Besondere Wertstellung erfährt dabei die Dichtheit und Verträglichkeit in Bezug auf aggressive Medien. Die Ventile müssen deshalb in regelmäßigen Abständen überprüft werden. Im Prüfstand sind Ventile unterschiedlicher Aufgabenbereiche verbaut:

- Absperrventile
- Regelventile
- Sicherheitsventile

Diese sollen im Folgenden näher beschrieben werden:

<u>Manuell betätigtes Absperrventil</u>

Hierbei handelt es sich um einen Kugelhahn mit einem Positionshebel, welcher von Hand geschlossen oder geöffnet werden kann. Sie dienen zur Trennung eines Kreislaufs oder eines

Aggregats, wenn die Anlage bereits heruntergefahren wurde, bzw. sich nicht mehr im Betrieb befindet.

Im Anlagenschema ist je ein Kugelhahn für den Bypass der Speisepumpe (V-201) sowie der Vakuumpumpe (V-208) vorgesehen.

Elektrisch gesteuertes Absperrventil

Vom Aufbau her identisch mit den manuell betätigten Kugelhähnen, unterscheiden sich diese durch einen Steuerkopf mit elektrisch angetriebenem Stellmotor. Die Funktion ist dabei die gleiche wie vorher beschrieben. Jedoch müssen diese auch während des Testbetriebs gesteuert werden können.

Das Absperrventil V-205 soll angesteuert werden, wenn der Bypass um den Dampfexpander geöffnet ist. Das Ventil soll so ein Rückströmen in den Auslass der Ventilsteuerung des Expanders verhindern.

Pneumatisch gesteuerte Regelventile

Zur Druckregelung vor dem Expander und dem Expander-Bypass werden zwei Regelventile benötigt (V-203 / V-204). Das Besondere daran ist, dass diese auch in einer Zwischenstellung (Teilöffnung) gehalten werden können. Elektrische Stellantriebe bei Ventilen dieser Größenordnung verursachen jedoch große Anschaffungskosten, sodass auf eine pneumatische Steuerung zurückgegriffen wurde.

Ein Stellungsregler wird mit einem 4-20 mA Signal angesteuert und gibt den entsprechenden Druck über die hauseigene Druckluftversorgung des Unternehmens auf das Ventil.

Elektrisch regelbarer Kugelhahn

Eine Besonderheit weist der regelbare Kugelhahn durch seine besondere Kugelgeometrie, und damit mit einer gleichprozentigen Ventilöffnungskennlinie. Das bedeutet, dass bei Drehung des Stellmotors um einen definierten Prozentwert der Öffnungsquerschnitt um den gleichen Prozentwert zunimmt, egal welche aktuelle Stellung das Ventil hat. Die Kugel hat keine normale Durchgangsbohrung wie bei gängigen Modellen, sondern einen mit dem Öffnungswinkel progressiv größer werdenden Schlitz.

Abbildung 143: Regelbarer Kugelhahn mit besonderer Kugelgeometrie [DeVeTec]

Auch hier wird der Stellmotor über einen Signalwandler mit Stellbefehlen versorgt. Das Ventil ist zur Regelung des Kühlwasserstroms (V-207) zuständig. Durch die geringen Belastungen und Anforderungen kann die Dimensionierung eher klein ausfallen, was das Ventil mit Steuereinheit sehr kostengünstig werden lässt.

Sicherheitsventil

Zur Absicherung der Anlage gegen Überdruck und Überbelastung einiger Bauteile werden mechanische Sicherheitsventile verwendet. Wie in folgender Abbildung zu sehen ist, wird über eine vorgespannte Feder eine vorher eingestellte Kraft auf einen Dichtungskonus ausgeübt. Wird nun die Fläche mit dem Grenzdruck beaufschlagt, öffnet das Ventil entgegen der Federkraft.

In der Anlage sind zwei Sicherheitsventile verbaut. Das Erste ist nach dem Verdampfer platziert (V-202) und auf einen Öffnungsdruck von 60 bar eingestellt. Wird dieser Druck überschritten, öffnet das Ventil und das verdampfte Medium strömt über einen Bypass direkt in den Kondensator. Dort wird der Dampf aufgrund der Volumenvergrößerung im anschließenden Auffangbehälter deutlich an Druck verlieren. Sollte jedoch der Druck weiterhin über 20 bar betragen, so öffnet ein zweites Sicherheitsventil (V-214) nach dem Druckbehälter. Hierbei wird dann das gasförmige Medium in die Prüfstandsumhausung freigelassen, in der es anschließend von der Teststandentlüftung absaugt wird. Dort verdünnt es sich mit der Raum- oder Hallenluft derart, dass keine explosionsfähige Atmosphäre mehr existiert.

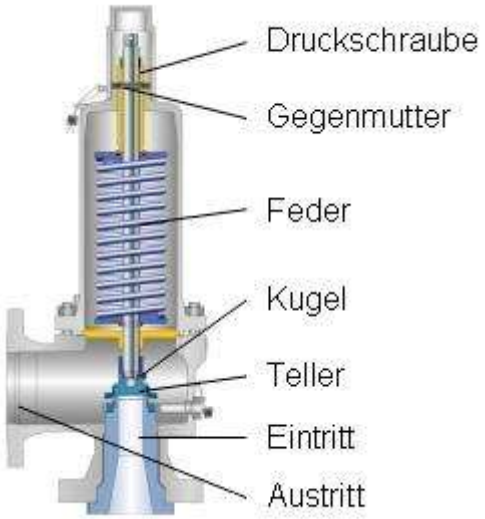


Abbildung 144: Querschnitt eines Sicherheitsventils [DeVeTec]

Magnetventil

Das Magnetventil wird über einen externen Druckschalter betätigt. Es erfolgt nur ein Signal zur Öffnung oder Schließung des Ventils. Im Prüfstand soll das Magnetventil V-206 einen Querschnitt zur Unterdruckerzeugung durch die nachgeschaltete Vakuumpumpe freigeben.

13.3 Expander

13.4 Steuerung und Regelung

Anhand des R&I-Fließbildes kann ein Messstellenplan erstellt werden. Ein Auszug daraus ist in folgender Tabelle zu sehen.

Tabelle 8: Auszug des Messstellenplans [DeVeTec]

Name	Bezeichnung	Beschreibung	Messbereich
Temperaturen			
T 201	T_Verd_Ein	Medientemperatur am Verdampfer Eintritt	0…100°C
T 203	T_Verd_Aus	Medientemperatur am Verdampfer Austritt	0…450°C
T 205	T_Exp_Ein	Medientemperatur vor Expander	0…450°C
T 206	T_Exp_Aus	Medientemperatur nach Expander	0…450°C
T 207	T_Kond_Ein	Medientemperatur vor Kondensator	0…450°C
T 208	T_Kond_Aus	Medientemperatur nach Kondensator	0…100°C

T 210	T_Oel	Öltemperatur Expander	0…140°C
T 301	T_KWE	Kühlwassertemperatur am Eingang Kondensator	0…100°C
T 302	T_KWA	Kühlwassertemperatur am Ausgang Kondensator	0…100°C
TZA+ 204		Temperaturbegrenzer nach Verdampfer	450°C
TZA+ 209		Temperaturbegrenzer nach Kondensator	400°C
TZ+ 121		Innerer Temperaturbegrenzer im Verdampfer	0…500°C
******Drücke******			
P 206	p_Exp_Ein	Mediendruck vor Expander	20…60 bar
P 207	p_Exp_Aus	Mediendruck nach Expander	0…20 bar
PIZA+ 205	PIZA_n_Verd	Druckbegrenzer nach Verdampfer	0…60 bar
PIZA+ 208	PIZA_n_Kond	Druckbegrenzer nach Rezipient	0…20 bar
PSI 209	p_Vakuum	Druckschalter	0…20 bar
P 211	p_Zyl_1	Zylinderdruck Zylinder 1	0…60 bar
P 212	p_Zyl_2	Zylinderdruck Zylinder 2	0…60 bar
******Durchfluss******			
F 201	Q_Medium	Durchflussmenge Medium nach Speisepumpe	0… 1,5 l/min
F 301	Q_KW	Durchflussmenge Kühlwasser nach Speisepumpe	0… 26 l/min

Füllstand			
LSHL 201		Füllstandssensor Ausgleichsbehälter Min/Max	0… 12 l
LSHL 202		Füllstandssensor Wechselbehälter Min/Max	
Sonstige			
E 301	P_el_Verd	Elektrische Leistung Verdampfer	0… 11 kW
E 402	N_MOT	Drehzahlgeber Expander	0… 1000 U/min
E 501	P_el_Gen	Elektrische Leistung am Generator	0… 2,2 kW
Ventile			
X 203		Ventilsteuerung Regelventil Bypass Expander	
X 204		Ventilsteuerung Regelventil vor Expander	
X 205		Ventilsteuerung Kugelhahn nach Expander	
X 207		Ventilsteuerung Kugelhahn Kühlwasser	
Regelung			
	FU_Pumpe	Frequenzumrichter Speisepumpe	
	T_Soll_Verd	Soll-Temperatur Verdampfer	
	T_Ist_Verd	Ist-Temperatur Verdampfer	

Für die Signalerfassung der Sensoren und Steuerung der einzelnen Stellantriebe wird ein Chassis verwendet, in den sich verschiedene, individuell zusammengestellte Steckmodule integrieren lassen. Dieses wird in den Schaltschrank des Prüfstands eingebunden.

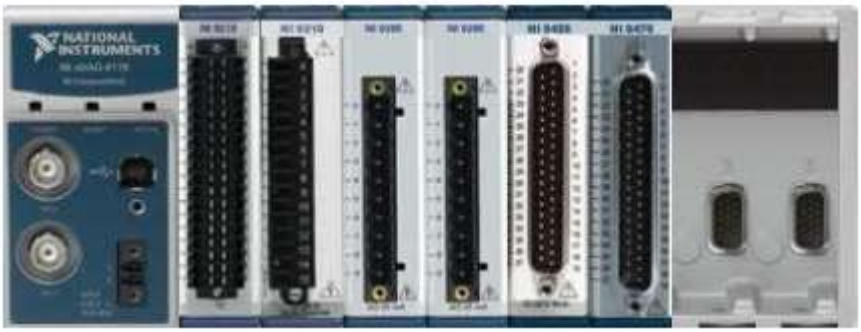


Abbildung 145: Chassis mit Einsteckmodulen der Fa. National Instruments

Es handelt sich dabei um Module für die Signalerfassung von Thermoelementen, 4-20 mA Analog-Eingangssignale, 4-20 mA Analog Ausgangssignale, sowie digitale Ein- und Ausgangssignale. Zur Zylinderdruckinduzierung wird ein weiteres Modul benötigt, das eine schnellere Abtastrate unterstützt.

13.4.1 Temperaturmessung

Die Temperaturmessung erfolgt mit Thermoelementen vom Typ K (NiCr-Ni). Sie haben einen maximalen Messbereich von -200 bis 1372°C. Das Messprinzip beruht auf einem Seebeck-Effekt. Die Einbindung in die Rohrleitungen ist aufgrund der hohen Druckverhältnisse als schwierig anzusehen. Jedoch gibt es Hersteller, die sich darauf spezialisiert haben, Thermoelemente für hohe Druck- und Temperaturniveaus für den Einbau in Schneidring-T-Verschraubungen, herzustellen.

Für den Einsatz der beiden Sicherheitstemperaturbegrenzern TZA+204 und 209 müssen nach DIN EN 14597 spezielle Widerstandsthermometer PT100 verwendet werden, damit eine SIL-Zulassung (safety integry level) besteht. Diese sind nach bestimmten Bedingungen und Vorschriften geprüft und zertifiziert.

13.4.2 Druckmessung

Für die Druckmessung im Kreislauf werden Drucksensoren verschiedener Messbereiche verwendet, um die Messungenauigkeiten gering zu halten. Da die Sensoren jedoch nur geringen Temperaturen bis ca. 120°C standhalten, muss eine Kühlstrecke zwischen Sensor und Messpunkt eingefügt werden. Die Druckmessung wird dadurch nicht beeinflusst.

Weiterhin werden Piezodruckaufnehmer für die Zylinderdruckinduzierung im Zylinderkopf des Dampfexpanders integriert.

13.4.3 Durchflussmessung

Neben der bereits beschriebenen magnetisch-induktiven Durchflussmessung im Kühlwasserkreislauf ist nach der Speisepumpe im Hauptkreislauf eine weitere Messstelle für den Durchfluss des Arbeitsmediums vorgesehen. Hierbei handelt es sich um einen Coriolis-Durchflussmesser.

Wird eine in Bewegung befindliche Masse einer Schwingung quer zur Bewegungsrichtung ausgesetzt, so treten - abhängig vom Massestrom - Corioliskräfte auf. Bei einem Coriolis-Massedurchfluss-Messgerät werden die Messrohre dazu in Schwingung versetzt. Fließt ein Medium (= Masse) durch diese schwingenden Messrohre, so entstehen Corioliskräfte. Die dadurch veränderte Rohrschwingungsgeometrie wird mittels Sensoren ein- und auslaufseitig als "Phasendifferenz" erfasst, vom Messsystem ausgewertet und daraus der Massedurchfluss abgeleitet. Die Schwingfrequenz der Messrohre selbst ist zudem ein direktes Maß für die Messstoffdichte.

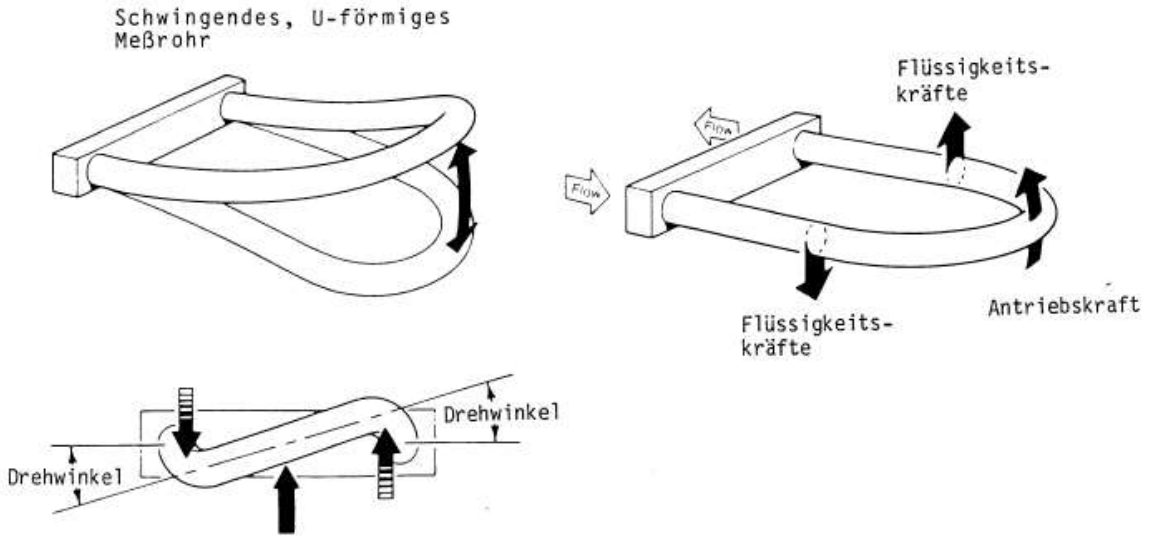


Abbildung 146: Prinzip eines Coriolis-Messrohres

Als vorteilhaft anzusehen bei diesem Verfahren ist die Unabhängigkeit gegenüber Leitfähigkeit und Dichte des Messstoffes. Weiterhin besitzt es eine hohe Messgenauigkeit und arbeitet völlig verschleißfrei.

Der Nachteil liegt darin, dass das Medium homogen und einphasig vorliegen muss. Ablagerungen in den Messrohren können zu Fehlern führen. Weiterhin sind die hohen Anschaffungskosten nicht außer Acht zulassen.

13.4.4 Füllstandsmessung

Die Füllstandsmessung in dem Ausgleichs- und Wechselbehälter erfolgt über Magnetschwimmschalter. Diese sind über ein Gleitrohr geführt. Die Gleitkugeln schwimmen an der Oberfläche des flüssigen Mediums. Kommen Sie an einen Kontakt, wird eine Signalkette geschlossen oder unterbrochen. Es liegt keine kontinuierliche Messung vor. Es kann nur an vorher definierten Schaltpunkten gemessen, bzw. ein Signal übertragen werden.

13.4.5 Software

Die Prüfstandssteuerung wird mit der Software LabVIEW 2009 von National Instruments programmiert. Der Vorteil dabei ist, dass mit vergleichsweise geringem Aufwand mithilfe von vorgefertigten Bausteinen ein Programm zur Messdatenaufzeichnung und Steuerung erstellt werden kann.

Zuvor muss jeder einzelne Kanal laut Kanal- und Messstellenliste einem Modul auf dem C-DAQ zugewiesen werden. Dies erfolgt durch Definition sog. Tasks für analoge, digitale, Input- und Output-Signale. Diese werden später in LabVIEW eingebettet.

Zur grafischen Darstellung sind verschiedene Kontrollbildschirme vorgesehen, die auf einem, im Schaltschrank integrierten, Touchpanel-PC angezeigt werden.

Bei Start des Programms erscheint ein Hauptbildschirm, auf dem die wichtigsten Statusanzeigen dargestellt werden, u.a. Kontrollleuchten für den Betriebszustand der einzelnen Aggregate. Hier werden auch die Regelparameter eingeben. Über eine Reiterleiste können die verschiedenen Kontrollbildschirme angewählt werden.

In einem weiteren Bildschirm ist der komplette ORC-Kreisprozess grafisch dargestellt. Jede Messstelle ist dabei nach Vorlage des R&I-Schaubildes an ihrer örtlichen Position abgebildet.

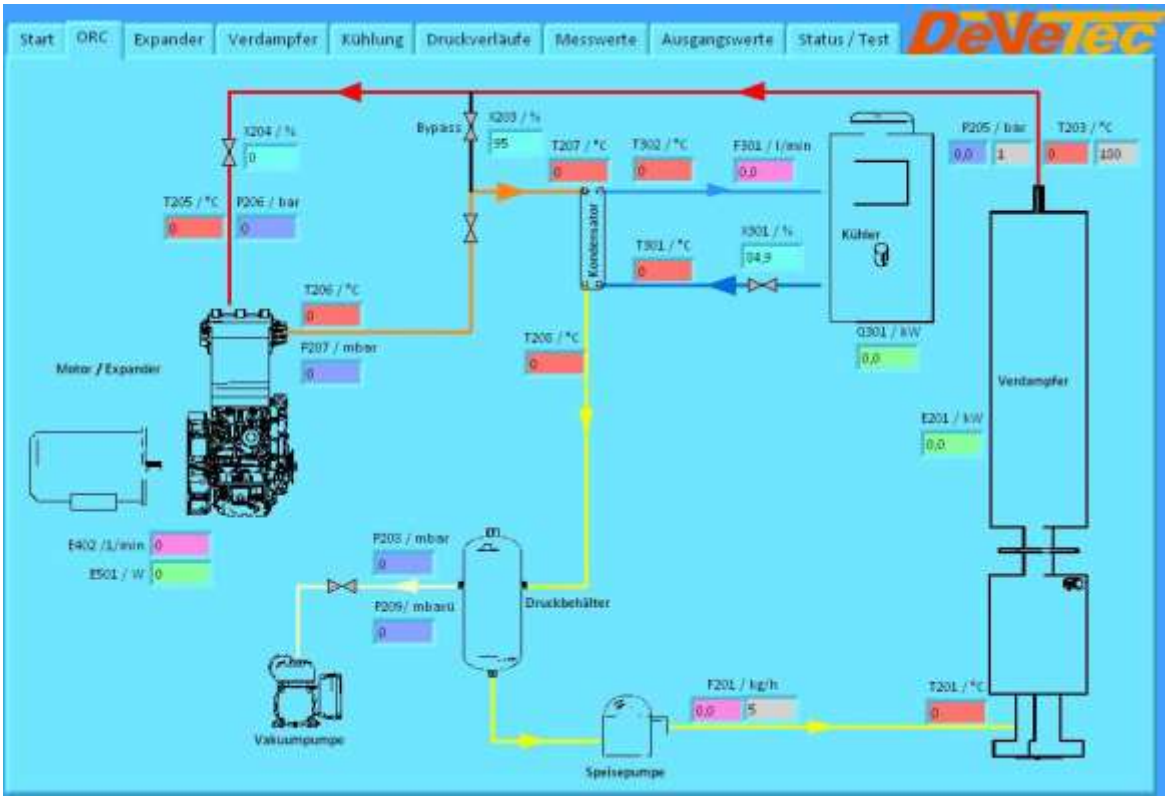


Abbildung 149
Abbildung 147: Steuerung ORC-Medienprüfstand

Weitere Bildschirme dienen einer detaillierten Darstellung in Form von Diagrammen einzelner Untersysteme, wie z. B. Verdampfer, Kühlkreislauf und Expander.

Die Messwerte sind in einer Wertetabelle noch einmal zusammengefasst. Hierbei können auch Grenzwerte für jeden Messwert definiert werden, bei denen eine Warnmeldung erscheint, oder die Anlage sogar heruntergefahren wird.

Ein weiterer Bildschirm dient zur manuellen Ansteuerung der Stellantriebe und Aggregate.

Abbildung 148: Startbildschirm mit Regelparameter [DeVeTec]

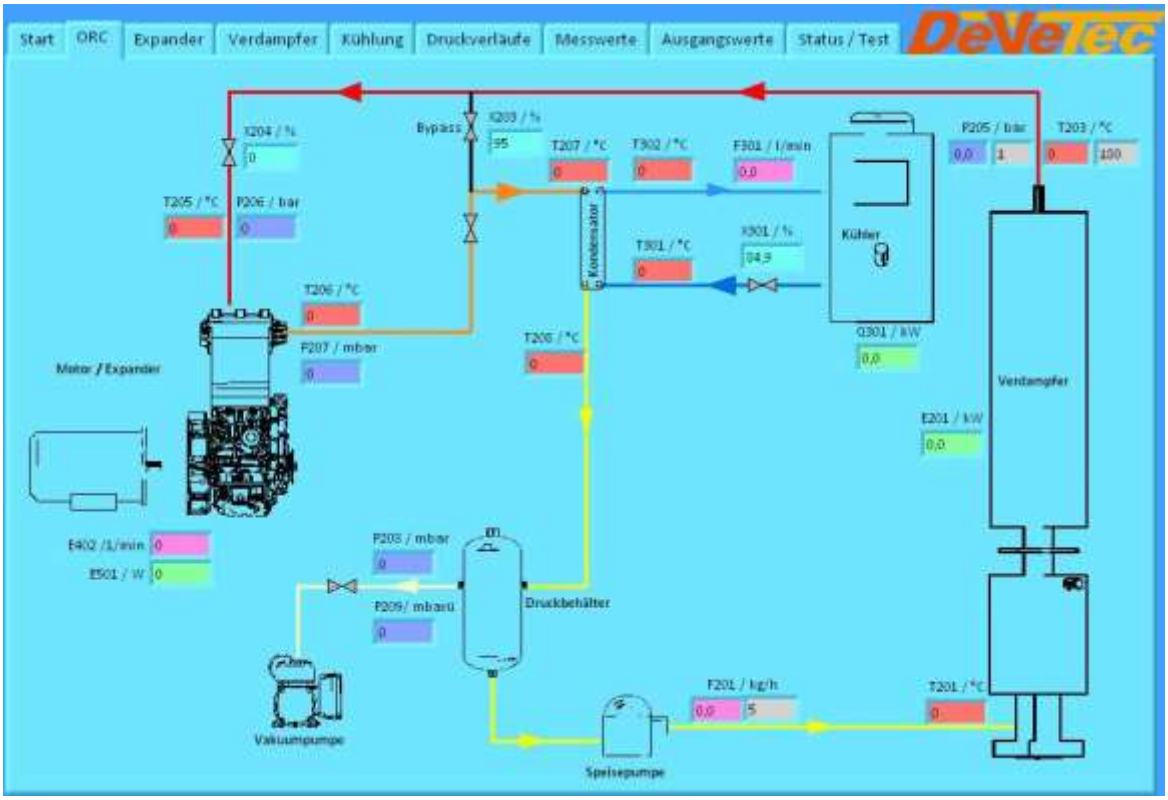


Abbildung 149: Bildschirm der Messstellen im ORC [DeVeTec]

Abbildung 150: Übersicht der Messwerte mit definierbaren Abschaltkriterien [DeVeTec]

Abbildung 151: Manuelle Befehlseingabe und Aktivierungstasten der Aggregate [DeVeTec]

13.5 Aufbau

13.5.1 Grundträger und Einhausung

Als Grundträger und Testkabinenumhausung für die Anbauteile und relevanten Prozesskomponenten dient ein Rahmen aus Aluminium-Pressstrangprofilen der Firma Bosch. Sie zeichnen sich durch ihre Modularität und Flexibilität aus und sind bei Bedarf beliebig erweiterbar. Die Profile werden in unterschiedlichen Querschnitten angeboten und mit speziellen Befestigungsmitteln miteinander gefügt. Die Planung ist durch vorgefertigte CAD-Bausteine (Profilquerschnitte) äußerst unkompliziert.

Der Grundträger ist sehr massiv mit Profilen der Kantenlänge 90 mm x 90 mm gestaltet, da auf ihm eine Last von bis zu 1200 kg bestehen kann. Die äußeren Abmessungen betragen 2000 mm in der Länge und 2050 mm in der Breite. Querstreben wirken versteifend und verteilen die Lasten gleichmäßig in die Außenprofile. Darüber hinaus verfügt der Grundträger über vier feststellbare Schwerlastrollen. Das entscheidende Kriterium für deren Auswahl war die Gewährleistung der Mobilität des Prüfstandes, damit er unter anderem leichter fahrbar ist, und auf Ausstellungen präsentiert werden kann. Der Bodenabstand ist dadurch ausreichend, dass die Gabeln eines Gabelstaplers unter den Rahmen greifen können. Somit ist eine kompakte Bauweise notwendig, was den Anschaffungskosten zusätzlich zugutekommt. Als begehbarer Boden wurde ein Tränenblech aus Aluminium der Dicke 3 / 5,5 mm ausgewählt.

Abbildung 152 zeigt den Grundträger als CAD-Baugruppe.

Abbildung 152: Grundträger in CAD [DeVeTec]

Die Einhausung des Prüfstandes beinhaltet die für den ORC-Prozess notwendigen Komponenten. Davon ausgenommen werden die Schaltschränke für Verdampfer und Prüfstandsteuerung sowie der Kühlkreislauf nach Kondensator mit dem Kühlaggregat. Als problematisch anzusehen ist der aufrecht stehende Verdampfer mit einer Gesamthöhe von

2722 mm. Die Höhe der Außenkante des Aufbaus wurde auf 3000 mm festgesetzt. Aufgrund dessen ist die Einhausung „zweiteilig“, in Form einer bei zwei Meter Höhe abnehmbaren Haube, gestaltet.

Zur optimalen Zugänglichkeit wurden vier Eingangstüren in die Einhausung integriert. In den Türen und den Frontflächen, sowie der Decke der Haube sind Acrylglasscheiben der Dicke 4 mm eingefasst. Normalerweise neigt Kunststoff bei Flächen dieser Größe zum Funkenschlag. Bei diesem Acrylglas handelt es sich jedoch um ESD (electro-static discharge) fähiges Material. So kann bei einer eventuell auftretenden explosionsfähigen Atmosphäre einer Funkenentwicklung durch Aufladung entgegen gewirkt werden.

Die Rückwände der Einhausung und der Haube bestehen aus MDF-Platten der Dicke 20 mm. Diese eignen sich besonders gut zum Aufhängen leichterer Bauteile und der Befestigung von Rohrleitungen. In der folgenden Abbildung ist die komplette Einhausung zusehen.

Abbildung 153: Einhausung des Prüfstandes [DeVeTec]

13.5.2 Technische Lüftung

Zur Be- und Entlüftung der Prüfkabine ist eine technische Lüftung vorgesehen. Diese muss so ausgelegt sein, damit im Falle eines Dampfleitungsabrisses keine explosionsgefährdete Atmosphäre entstehen kann. Dies bedeutet, dass das Medien-Luft-Gemisch weniger als die untere Explosionsgrenze des austretenden Mediums betragen darf.

Betrachtet wird dies nun am Beispiel mit Ethanol. Es weist eine Untere Explosionsgrenze (UEG) bei 3,5 Vol.-% mit der Mischung mit Luft auf. Es muss davon ausgegangen werden, dass die Pumpe maximal ein Volumen von 1,5 l/min fördern kann. Der Verdampfer erhitzt das Medium auf bis zu 450°C, wobei die Energiezufuhr höchstens 11 kW betragen kann. Das Medium wird innerhalb kürzester Zeit auf Umgebungsdruck (1 bar) entspannt. Somit ergibt sich folgende iterativ gelöste Simulation:

Tabelle 9: Iterationstabelle zur Bestimmung des austretenden Volumenstroms [DeVeTec]

Volumenstrom der Pumpe (flüssiges Ethanol) [l/min]	**Massenstrom [kg/h]**	**Temperatur am Verdampfer-austritt [°C]**	**Wärmezufuhr des Verdampfers [kW]**	**Dichte des austretenden Ethanols (Dampf) [kg/m3]**	**Volumenstrom des austretenden Ethanols [l/s]**
0,513	23,305	450,000	10,980	0,766	8,440
0,562	25,531	400,000	10,990	0,824	8,606
0,622	28,257	350,000	11,000	0,891	8,812
0,700	31,800	300,000	10,990	0,969	9,110
0,835	37,933	250,000	10,990	1,064	9,902
1,500	68,144	200,000	9,450	1,180	16,039

Tabelle 9 zeigt, dass bei einer Temperatur von 200°C und einem Pumpenvolumenstrom von 1,5 l/min der Volumenstrom des austretenden Ethanols mit 16,039 l/s am größten ist. Dabei ist immer von der Höchstleistung des Verdampfers von maximal 11 kW auszugehen. Die rot hinterlegten Werte sind die Maximalwerte und können nicht überschritten werden. Die Dichte des flüssigen Ethanols nach der Speisepumpe beträgt bei allen untersuchten Punkten 757,147 kg/m^3.

Um jetzt unter der UEG von Ethanol zu bleiben, wird der erforderliche Volumenstrom des Ventilators bestimmt.

$$\dot{V}_{Ventilator} > \frac{\dot{V}_{Abriss}}{UEG_{Ethanol}} = \frac{16{,}039\,\frac{l}{s}}{3{,}5\%} = 458{,}26\,\frac{l}{s} = 1649{,}73\,\frac{m^3}{h}$$

Als Entlüftung wurde ein frei saugender Wandventilator mit ATEX-Standard und einem Volumenstrom von 2350 m^3/h gewählt. Der Durchmesser beträgt 315 mm. Zur besseren Durchlüftung der Einhausung werden Luftein- und austritt möglichst weit voneinander weg platziert, sodass eine gute Zirkulation garantiert ist. Hierzu sind in der Deckenplatte der Haube und in der Rückwand der unteren Einhausung jeweils eine Öffnung für Zu- und Abluft angeordnet.

Die Abluft wird durch ein Rohrsystem in die Halle abgeblasen. Unmittelbar nach dem Ventilator folgt ein 90°-Rohrbogen mit DN 315, dieser wird mit einem Reduzierstück auf DN

200 verjüngt. Das Abluftrohr steigt mit einer Länge von 2200 mm zur Oberkante der Prüfstandseinhausung.

13.5.3 Gesamtsystem Prüfstand

Für die Einbindung der Bauteile und Komponenten des Prüfstands müssen noch zahlreiche Gestelle, Tische und Halterungen in die Prüfeinhausung integriert werden. Dies lässt sich aufgrund der modularen Bauweise der verwendeten Aluminiumprofile sehr leicht realisieren.

Zur Anbringung der Regelventile wurden maßgestaltete Anschraubplättchen und Winkel gefertigt. Für die Positionierung der Speisepumpe, des Expanders mit Generator, der Vakuumpumpe und des Durchflussmessgeräts wurde eigens ein Arbeitstisch konzipiert, der in seinem Aufbau variabel ausgeführt ist. Die Komponenten können so beliebig platziert werden. Die beiden Pumpen und die Elektromotoren wurden zusätzlich mit einer Grundplatte aus Aluminium ausgestattet. Der Expander erhält eine Motorlagerung mit Schwingungsdämpfern. Bei der Lagerung ist auf die Höhe der Antriebswelle zwischen Motor und Generator zu achten. Da die Wellenhöhe des 2,2-kW-Generators um 22mm höher als die des 1,1-kW-Generators ist, muss die Differenz durch Distanzhülsen ausgeglichen, und eine angepasste Gesamthöhe der Motor-Generator-Verbindung definiert werden.

Abbildung 154: Arbeitstisch für Expander und Aggregate [DeVeTec]

Der Elektroerhitzer (Verdampfereinheit) besitzt zur Befestigung zwei gegenüberliegende Pratzen. Dafür musste ebenfalls ein Gestell konzipiert werden, da der Verdampfer aufgrund eines Schaltkastens für die Steuerungselektronik nicht auf den Boden gesetzt werden kann. Aufgrund der aufrechten Stellung und der damit verbundenen Höhe des Verdampfers liegt der Schwerpunkt relativ weit über der Bodenebene. Somit muss bei eventuell auftretenden Vibrationen und damit einhergehendem Eigenschwingverhalten das Gestell mit zusätzlichen Versteifungswinkeln stabilisiert werden.

Abbildung 155: Gestell für Elektroerhitzer [DeVeTec]

Zur besseren Visualisierung und Planbarkeit bei der Positionierung der Komponenten wurde ein CAD-Modell erstellt. Es beinhaltet die wesentlichen Hauptkomponenten. Sofern von den Zulieferern bereitgestellt, wurden fertige CAD-Komponenten verwendet. Dies gilt jedoch nur für die Vakuumpumpe und den Grundmotor des Expanders. Für alle weiteren Komponenten, wie Speisepumpe, Generator, Verdampfer, Kondensator, Ausgleichsbehälter, Entlüftungsgebläse und Kühlaggregat wurden selbst nach bestem Wissen maßstabsgetreue Modelle erstellt. Die Schaltanlage zur Steuerung und Stromversorgung des Prüfstands ist als maßstäblicher Quader abgebildet.

Im Modell nicht enthalten sind das komplexe Rohrleitungssystem sowie sämtliche Ventile und Instrumente.

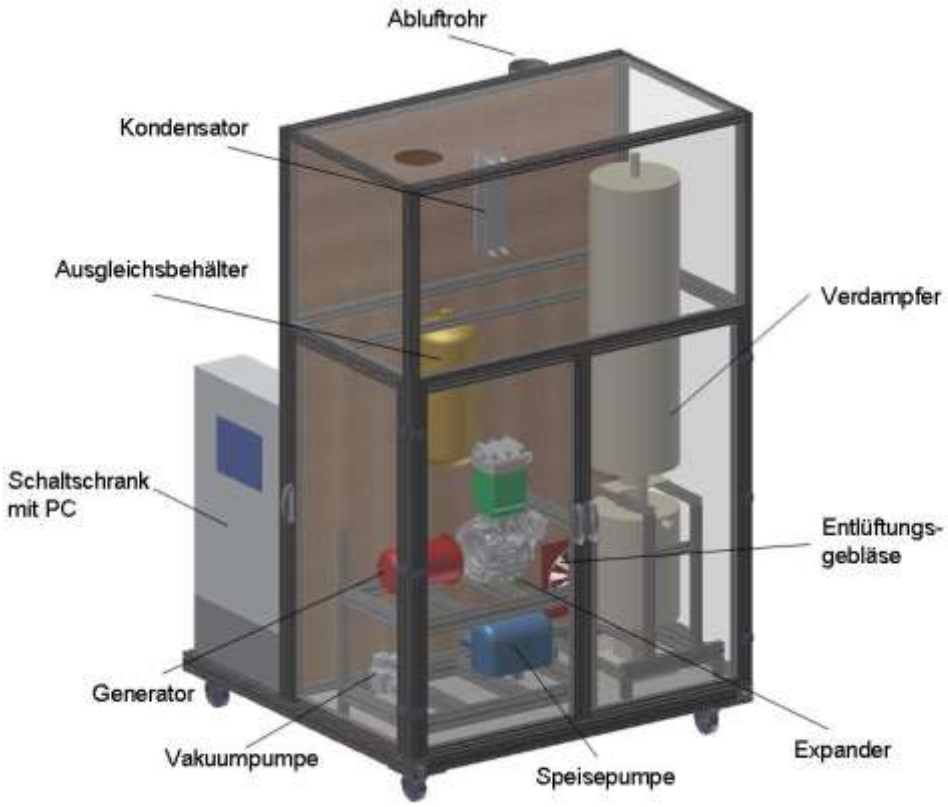


Abbildung 156: Prüfstand mit allen wesentlichen Komponenten als CAD-Modell [DeVeTec]

Der Aufbau des Prüfstands richtete sich nach den vorab überlegten Planungen. Die Montage des Rohrleitungssystems sollte von einem externen Rohrleitungsbauer durchgeführt werden. Letztlich wurden die Arbeiten jedoch selbst ausgeführt, da sich kein Dienstleister finden lies, der zeitnah den Aufbau beginnen konnte. Weiterhin werden die relevanten Dampfleitungen mit Steinwollrohren isoliert. Der Schaltschrankbau und die Verkabelung wurden von einem fachkundigen Elektriker erledigt.

13.6 Sicherheitsbetrachtung

13.6.1 Schutzkonzept

Inertisierung

Die Inertisierung sorgt für eine Verdrängung des Sauerstoffs, damit die Sauerstoffkonzentration unter einem vorgeschriebenen Schwellwert liegt. Dadurch soll eine Explosionsgefährdung in den Bereichen zwischen Verdampfer und Kondensator vermieden werden. Zur Inertisierung wird eine Durchflussspülung angewandt, bei der das Inertgas Stickstoff mit geringem Überdruck durch die Anlage fließt und somit die enthaltene Luft verdrängt. Der Vorgang der Inertisierung sieht zehn Volumenwechsel vor.

Nutzung ATEX-konformer Geräte

Ein weiteres Schutzkonzept sieht die Verwendung von Geräten gemäß der ATEX-Richtlinie vor. Die durch innere Reibungen ausgehenden Zündmechanismen von Geräten werden durch den Einsatz spezieller Materialien vermieden. Weiterhin bleibt die Funktion der Geräte im Fall einer Explosion weiterhin erhalten. ATEX-konforme Geräte sind dabei Verdampfer, Druckregelventile, Absperrventil, Speisepumpe und Vakuumpumpe in elektrischer Ausführung. Viele rein mechanisch arbeitende Komponenten bedarf es ebenfalls einer ATEX-Konformität, da durch innere Reibung ein Zündfunken entstehen kann. Diese Ausführung der genannten Bauteile ist im Vergleich zu Standardkomponenten äußerst kostenintensiv.

Entlüftung des Prüfstandes

Als letztes Schutzkonzept wird eine Entlüftung der Prüfzelle eingesetzt. Dadurch wird verhindert, dass im Falle eines Dampfleitungsabrisses sich das Medium zu einem zündfähigen Gemisch bildet. Der Ventilator läuft im Dauerbetrieb und saugt das austretende Medium aus der Prüfzelle ab, wo es sich mit der Hallenluft vermischt. Mit dem Hallenvolumen von 12000 m^3 kann annähernd ein Betrieb im Freien angenommen werden.

Weitere Maßnahmen

Ergänzend zu den bereits genannten Schutzkonzepten können ein Verbot von offenen Flammen oder anderer, nicht zugelassener elektrischer Geräte im Umfeld des Prüfstandes sein. Vor allem beim Befüll- und Entleervorgang sind besondere Schutzvorkehrungen einzuhalten. Das Bedienpersonal hat Sicherheitsschuhe zu tragen, die eine elektrische Aufladung verhindern. An der Anlage ist ein Potenzialausgleich vorgesehen, um elektrostatische Entladungen zu vermeiden. Schaltschränke und Prüfstandsteuerung sind außerhalb des explosionsgefährdeten Bereichs positioniert. Beim Wechselvorgang des

Mediums müssen sämtliche elektrische Geräte spannungslos geschaltet werden und der Ventilator zur Entlüftung aktiviert sein.

13.6.2 Standsicherheitsnachweis

Für den Standsicherheitsnachweis muss für den gesamten Prüfstand die Kippstabilität belegt werden. Da die Prüfzelleneinhausung vom Boden, mit insgesamt 3293 mm bezogen auf die vergleichsweise kleine Grundfläche mit 2050 mm x 2000 mm, sehr hoch ist, muss untersucht werden, ob eine Kippneigung besteht.

Dazu muss zuerst die Schwerpunktlage des Gesamtsystems bestimmt werden. Mithilfe des CAD-Computerprogramms Autodesk Inventor 2011 kann die Einzelmassen und Positionen der Komponenten der Schwerpunkt berechnet werden.

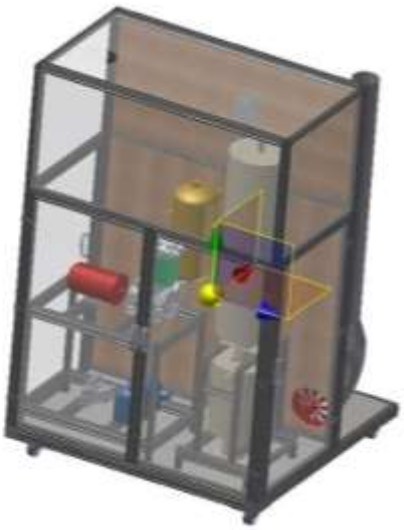


Abbildung 157: Lage des Schwerpunktes des Prüfstands [DeVeTec]

Die berechnete Gesamtmasse des Prüfstands beträgt 1221 kg. So ergibt sich unter der Annahme einer Erdbeschleunigung von 9,81 m/s^2 eine Gewichtskraft von 11978 N. Entscheidend sind nun Hebelarme zwischen Schwerpunkt und Aufstandspunkt (Kippzentrum) der Rollen.

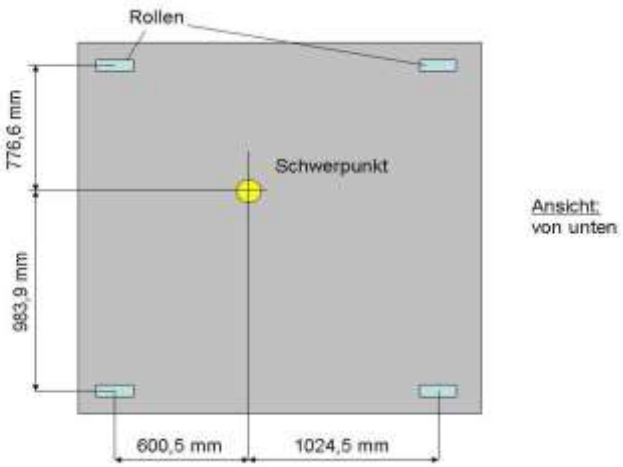


Abbildung 158: Hebelarme zwischen Schwerpunkt und Rollen [DeVeTec]

Nun muss ein Ersatzsystem aufgestellt werden, das den ungünstigsten Fall berücksichtigt. Dafür wird angenommen, dass an der obersten Kante der Einhausung eine Last angreift, die sich mit der Gewichtskraft über den kürzesten Hebelarm im Gleichgewicht befindet und somit keine Kippbewegung stattfinden kann.

In diesem Fall beträgt der kürzeste Hebelarm l = 600,5 mm. Die Höhe h wird mit 3293 mm angenommen. Die Höhe des Schwerpunktes beträgt y = 1398,7 mm.

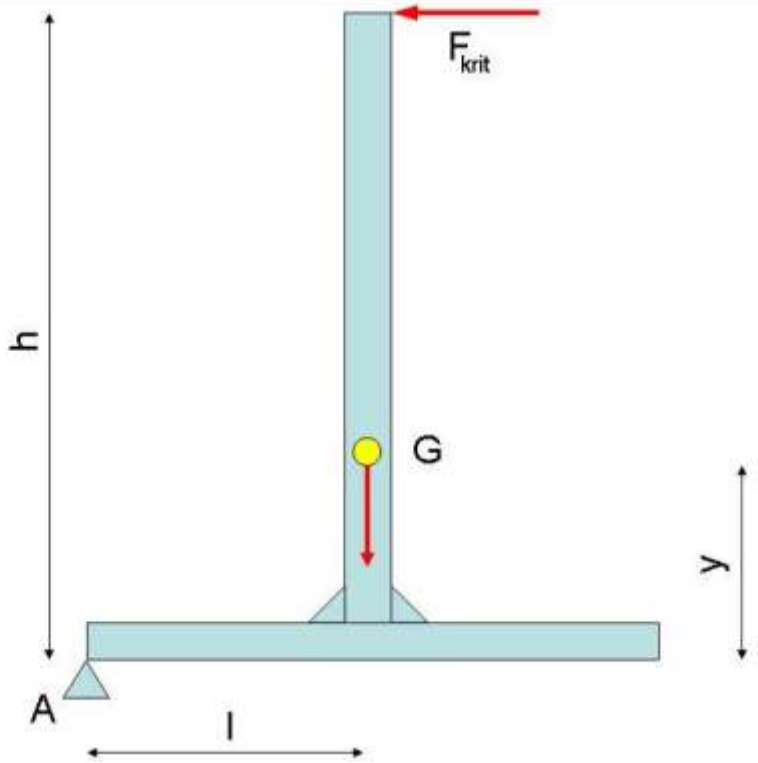


Abbildung 159: Ersatzsystem [DeVeTec]

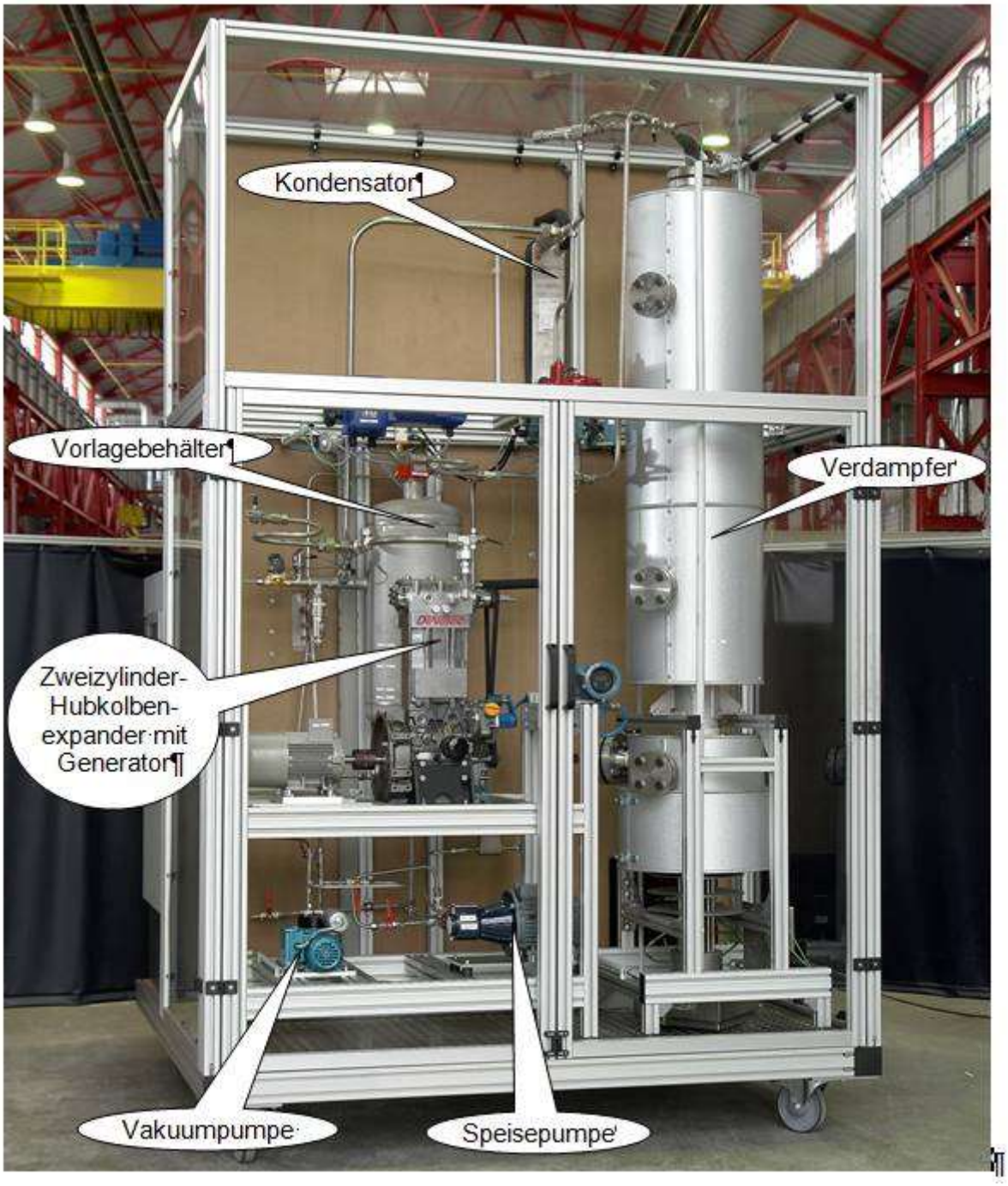
Mit dem aufgestellten Momentengleichgewicht ergibt sich die kritische Last zu

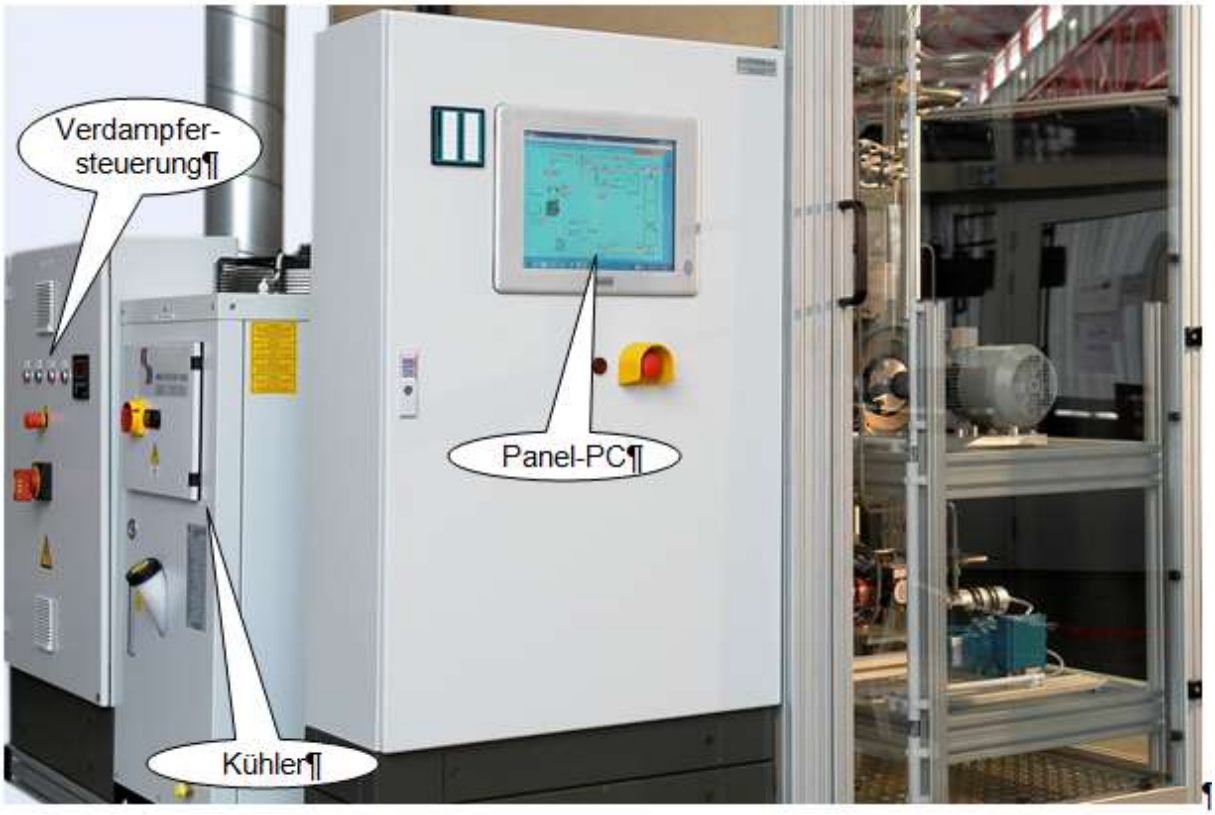
$$-G \cdot l + F_{krit} \cdot h = 0 \tag{6.1}$$

$$F_{krit} = G \cdot \frac{l}{h} = 11978\,N \cdot \frac{600{,}5\,mm}{3293\,mm} = 2184{,}266\,N \tag{6.2}$$

Da die errechnete kritische Last bei normalem Betrieb nicht, bzw. nur auf unnatürlichem Wege erreicht werden kann, ist der Prüfstand als kippsicher anzusehen.

13.6.3 Fotos


Kondensator
Vorlagebehälter
Verdampfer
Zweizylinder-Hubkolben-expander mit Generator
Vakuumpumpe
Speisepumpe



13.7 Inbetriebnahme des Prüfstandes

Die Inbetriebnahme des Prüfstands dient zur Untersuchung, ob die Gesamtanlage mit all ihren Anlagenteilen und Komponenten für die eigentlichen Versuche betriebsbereit ist. Die Inbetriebnahme erfolgt ohne die Expansionsmaschine. Der Kreislauf wird somit über den Bypass gefahren. Die Ventile V-204 (vor Expander) und V-205 (nach Expander) sind geschlossen. Zusätzlich werden die Zu- und Abdampfleitungen des Expanders mit Verschlussstopfen versehen.

Der erste Test sieht die Überprüfung jedes einzelnen Stellgliedes und Antriebes vor. Dabei wird die Funktionsfähigkeit der Ventile durch manuelles Anfahren über die Prüfstandsoftware LabVIEW untersucht. Die elektrischen Antriebe der Speisepumpe, der Vakuumpumpe, des Generators und des Ventilators müssen auf die richtige Laufrichtung hin überprüft werden. Weiterhin sollen alle Messeinrichtungen einen plausiblen Messwert anzeigen. Dazu muss für jeden Messkanal mit der speziellen Software *NI Measurement & Automation Explorer* die Skaleneinteilung definiert werden, damit die Signale zwischen 4 – 20 mA einem eindeutigen Messwert zugeordnet werden können. Die Zuordnung erfolgt dabei linear. Die Messwerte müssen im Betrieb überprüft werden.

Als Nächstes wird die Anlage auf Dichtheit überprüft. Dazu müssen zunächst alle Rohranschlüsse und Verschraubungen (z. B. Schneidringverbindungen), an der eine Leckage entstehen kann, hinreichend festgezogen werden. Danach wird über den Anschluss zur Inertisierung Druckluft von etwa 5 bar in das Rohrsystem geleitet. Die Bypassventile der Vakuumpumpe und Speisepumpe müssen geöffnet sein, damit auch jeder Teil der Anlage

mit Druck beaufschlagt wird. Mithilfe von Lecksuchspray können Leckagen aufgespürt werden. Ist die Anlage als technisch dicht anzusehen, kann mit der Inbetriebnahme des Dampfkreislaufs fortgefahren werden.

Zunächst erfolgt die Befüllung der Anlage mit etwa 35 Litern destilliertem Wasser. Mithilfe der Vakuumpumpe werden das Rohrsystem und der Ausgleichsbehälter entlüftet, was die Befüllung erleichtert. Wenn durch alle Geräte eine positive Rückmeldung der Betriebsparameter erfolgt, kann mit der Aufheizung des Wassers bei moderaten Temperaturen und Drücken (etwa 200°C bei 2 bar) begonnen werden. Der Elektro-Erhitzer (Verdampfer) darf aber erst eingeschaltet werden, wenn ein Medienstrom durch den Verdampfer gewährleistet ist. Die Leistungszunahme bei der Erhitzung soll nach Herstellervorgaben in 10 %-Schritten erfolgen. Weiterhin ist auf die Temperaturüberwachung zu achten. Der Kühlkreislauf ist dabei aktiv. Der Ventilator saugt die Prüfzellenluft ab.

Die größte Schwierigkeit besteht bei der Feinabstimmung der Regler im Automatikmodus von LabVIEW. Geregelt werden die Temperatur am Verdampferaustritt (T-203) über die Verdampferleistung und die Temperatur am Kondensatoraustritt über die Durchflussmenge des Kühlwassers im Kühlaggregat. Die Druckregelung erfolgt über die Ventilstellung des Bypassventils V-203. Der Durchfluss wird mit einem Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung der Speisepumpe ermöglicht. Um den optimalen Kompromiss zwischen Schnelligkeit und Genauigkeit ohne großen Überschwinger der Regelgrößen zu erhalten, müssen die PID-Anteile bestmöglich angepasst werden.

In den folgenden Abbildungen sind die ersten Kurven bei Inbetriebnahme des Prüfstandes abgebildet. Hierbei entspricht jeder Datenpunkt einer Messung im Zeitabstand von jeweils 15 Sekunden.

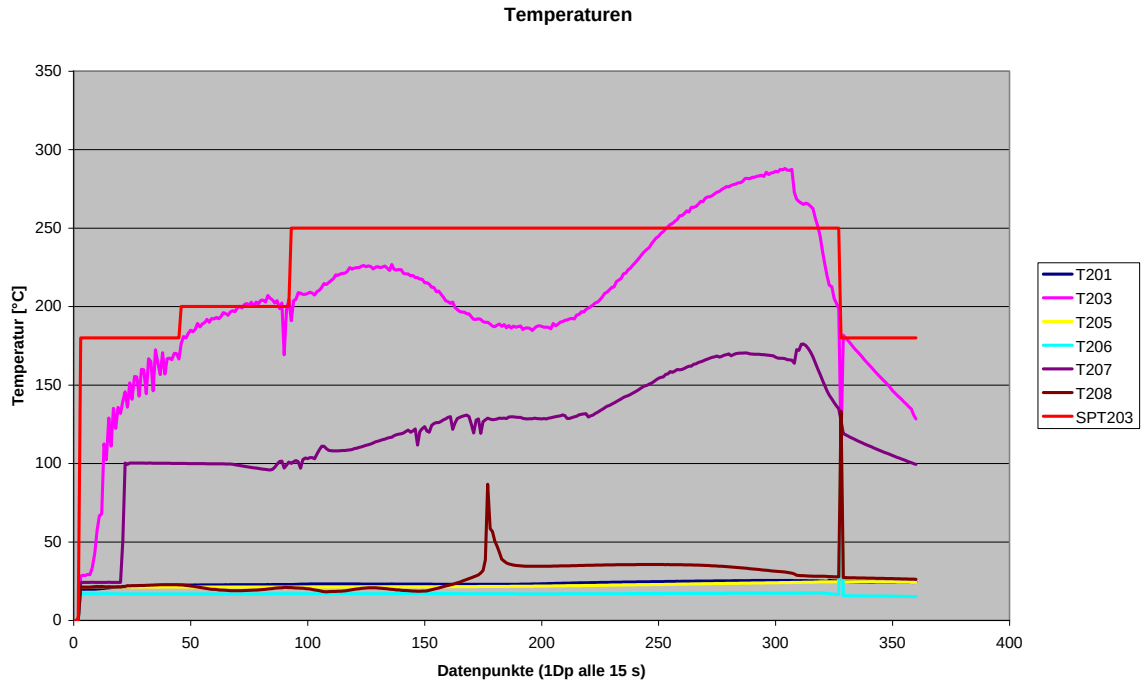


Abbildung 160: Temperaturkurve mit Solltemperatur SPT203 [DeVeTec]

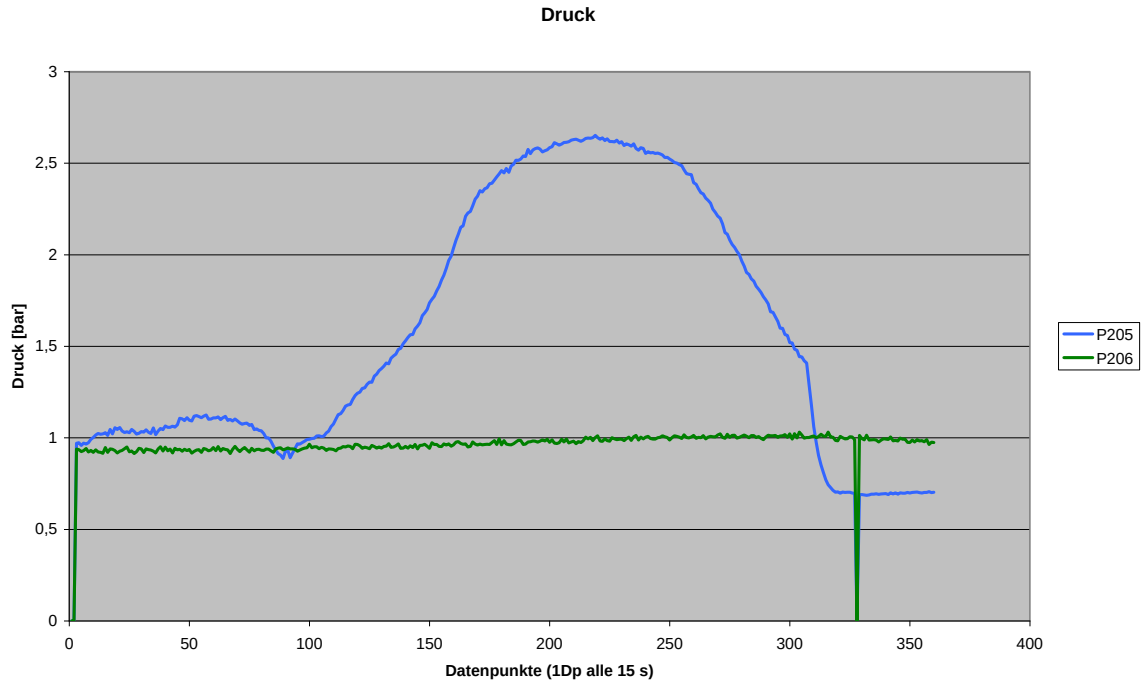


Abbildung 161: Druckkurve [DeVeTec]

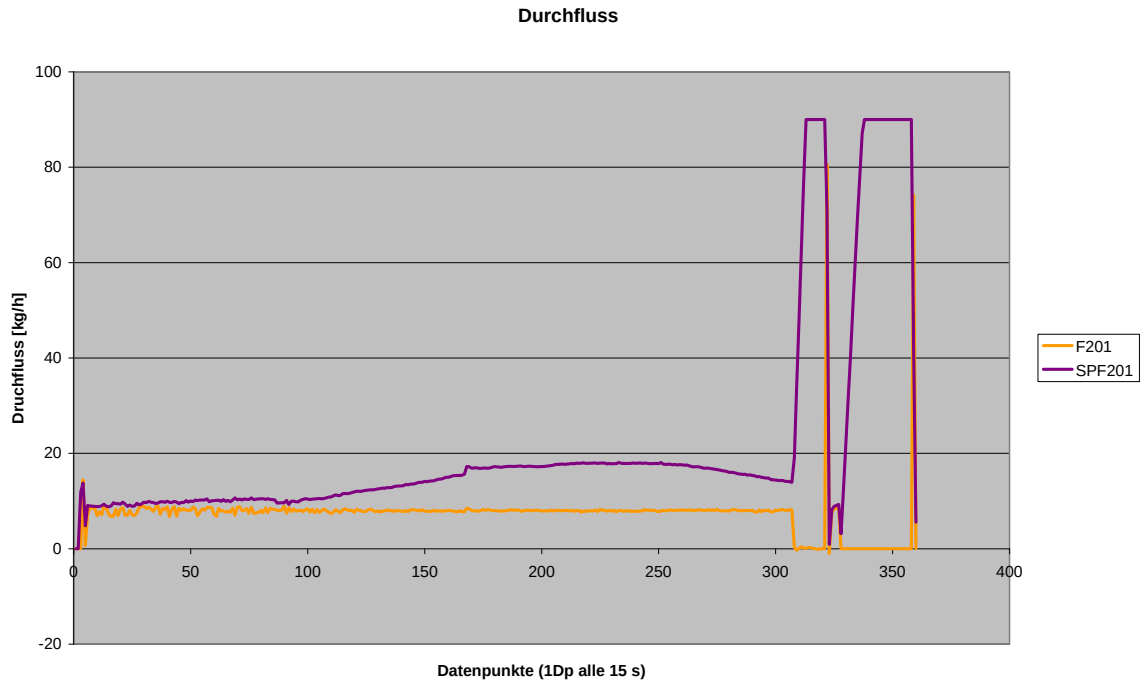


Abbildung 162: Durchflusskurve [DeVeTec]

Zur Abschaltung der Verdampfereinheit wird empfohlen, den Medienstrom noch etwa 10 Minuten weiter fließen zu lassen. Danach werden noch einmal alle Rohrverbindungen auf Dichtheit überprüft.

14 Medienentwicklung mit dem ORC-Prüfstand

14.1 Zielstellung

Die Zielstellung dieser Arbeit besteht darin, ein neu entwickeltes ORC-Medium mit einem bekannten, hinsichtlich des Einflusses auf den ORC-Kreisprozess und die ORC-Anlage, zu vergleichen. Dazu sollen von beiden Medien die Prozessparameter unter gleichen Bedingungen am selben Prüfstand aufgenommen und gegenübergestellt werden.

Das zu untersuchende ORC-Medium wurde vom Projektpartner *EVONIK Industries* unter dem Namen *ORCent111* entwickelt und hat sich im Vorfeld in Computersimulationen und Vortests gegenüber weiteren Neuentwicklungen durchgesetzt.

Als bekanntes Vergleichsmedium dient Ethanol, welches bereits in ORC-Anlagen eingesetzt wird.

Bei diesen Versuchen stehen vor allem die technischen Aspekte im Vordergrund. Wichtige Vergleichspunkte sind:

- Dampfdruckkurven
- Thermischer Wirkungsgrad
- Leistungs-Druck-Kurve
- Minimale Einsatztemperatur
- Chemische und thermische Stabilität
- Einfluss auf Anlagenmaterialien

Werden beide Medien unter gleichen Voraussetzungen (selbe Anlage und gleiche Sollparameter) in der Versuchsanlage gefahren, lassen sich daraus direkt die relativen Vor- und Nachteile des neuen Mediums erkennen und ableiten.

Die so gewonnenen Erkenntnisse können auf kommerzielle Anlagen projiziert werden, um die Wirtschaftlichkeit sowie technische Machbarkeit des Einsatzes des neuen Mediums gegenüber herkömmlichen zu beurteilen.

14.2 Versuche vs. Simulation

Das Verhalten von *ORCent111* im Kreisprozess, auch im Verhältnis zu Ethanol, wurde vorab bereits ausgiebig durch *EVONIK* per Computersimulation nachgestellt und lieferte gute Ergebnisse. Dennoch sind Überprüfungen in einem realistischen Prozess an einer entsprechenden Anlage nicht vernachlässigbar.

Reale Fluide, sowohl flüssige als auch gasförmige, verhalten sich nicht ideal, sondern weichen teilweise erheblich davon ab. So kann z. B. das ideale Gasgesetz nur für stark überhitze Gase mit hinreichender Genauigkeit zur Anwendung kommen. Abweichungen sind keineswegs konstant oder linear, sondern hängen vom Zustandspunkt ab und werden mit kleinerer Temperatur und/oder höherem Druck größer. Ebenso weicht das Realverhalten der

Flüssigphase, gerade bei Mischungen, deutlich vom ideal ab. Dies wird z. B. besonders gut beim Gemisch Wasser-Ethanol deutlich (Siedediagramm, Exzessgrößen).

Daher müssen bei den Simulationen von Kreisprozessen sowie Stoffwerte und thermodynamische Zustände, Korrektur- bzw. Realparameter berücksichtigt werden. Programme zur Prozesssimulation wie *CHEMCAD*, *Aspen* oder *Pro/II* greifen dazu auf sehr umfangreiche Datenbanken und Realgleichungen zurück. Diese Datensätze sind im Laufe der Zeit nicht nur mittels theoretischer Überlegungen und Modelle entstanden, sondern vor allem auch aus Faktendaten, welche durch Versuche und Messungen ermittelt wurden.

Aus diesem Grund können sich für neue Stoffe bzw. Gemische abweichende Realparameter ergeben, sodass eine Simulation nicht exakt der Realität entspricht.

Des Weiteren verhalten sich Fluide in der bestehenden, selben Anlage ggf. unterschiedlich bezüglich Fluidreibung (Druckverluste) und Wärmeübertragung (Wärmeverluste). Diese Differenzen lassen sich leichter im realen Vorgang feststellen, als in der Simulation.

Ebenso ist auch das Verhalten des neuen Mediums auf die Anlagenmaterialien und umgekehrt von Interesse, was sich am deutlichsten im realen Einsatz zeigt.

Für alle Punkte gilt zudem, dass in Simulationen oft nie alle Bedingungen bis ins Kleinste berücksichtigt werden. Geringe Ursachen können große Wirkungen zeigen, sowie sich gegenseitig beeinflussen.

Der praktische Versuch dient folglich der Überprüfung, Ergänzung und ggf. Korrektur der Simulation und ihrer Parameter. Darauf aufbauend können belastbare, „harte“ Daten für weitere Aussagen getroffen werden.

14.3 Versuchsdurchführung

Die Versuche mussten in identischen Testreihen für das bekannte Medium Ethanol und das neue Medium *ORCent111* durchgeführt werden, um die Ergebnisse vergleichen zu können. Dazu wurde die Anlage zunächst mit Ethanol befüllt.

Nach Beendigung der Ethanolversuche wurde dieses abgelassen und durch eine eigens dafür vorgesehene Beheizung verbliebene Reste aus dem Verdampfer in den Vorlagebehälter ausgedampft, wo sie entnommen werden konnten. Anschließend wurden eventuell vorhandene kleinste Ethanolspuren mit „altem“ *ORCent111* aus Vorversuchen ausgespült und dieses ebenfalls wieder durch Ablassen und Ausdampfen entfernt. Erst dann wurde die Anlage mit frischem *ORCent111* befüllt und die Versuche gestartet.

An jedem Versuchstag musste die Anlage zunächst angefahren werden, um das System vorzuwärmen und auf Ausgangstemperatur sowie -druck zu bringen. Anschließend wurde der Expander zugeschaltet. Im Versuchsanschluss wurde die Anlage wieder abgefahren und vorm vollständigen Ausschalten heruntergekühlt. An- und Abfahren wurde entsprechend der Bedienungsanleitung durchgeführt.

14.3.1 Randbedingungen und Parametereinstellung

Zur Versuchsdurchführung waren einige Grundeinstellungen und Parametervorgaben an der Anlage vorzunehmen:

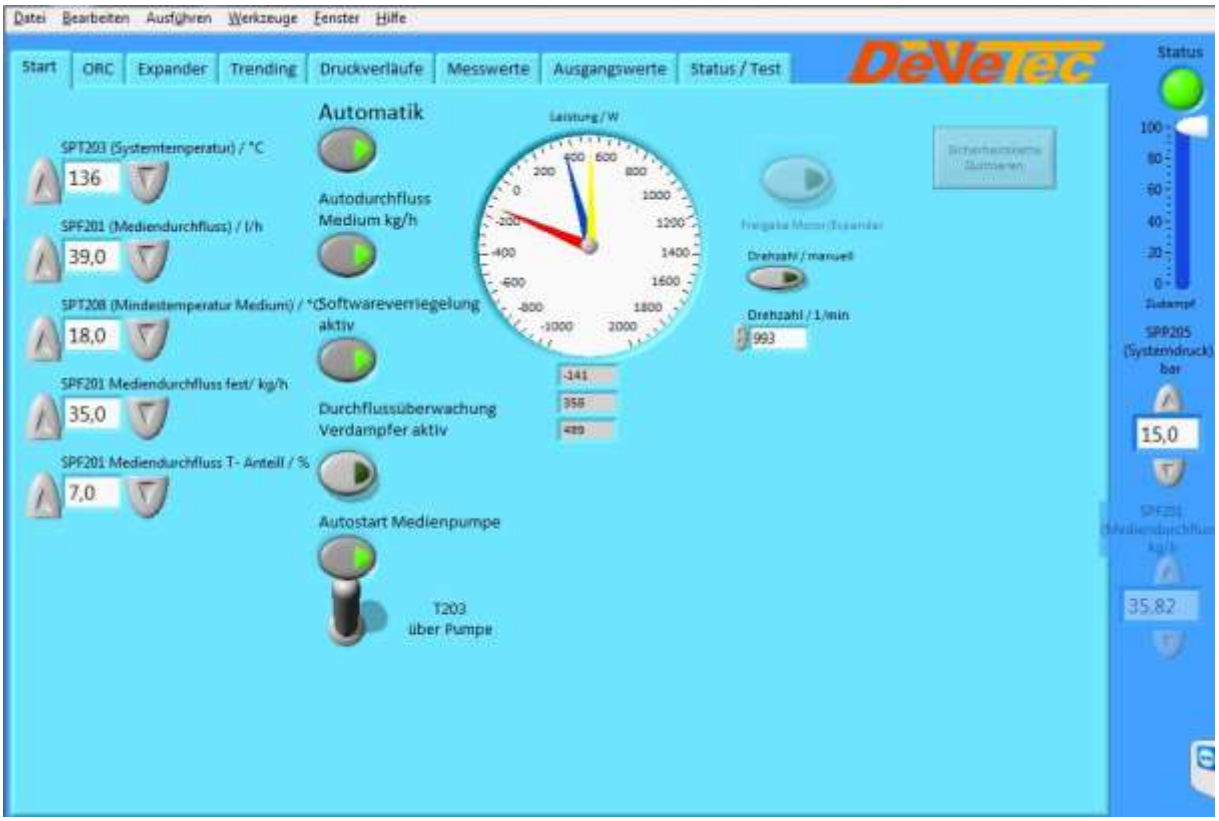


Abbildung 163: Reiter „Start“ der Prüfstandsoftware [DeVeTec]

Unter dem Reiter „Start“ der Prüfstandsoftware konnten Temperatur- und Durchflussvorgaben gemacht werden. Die „Systemtemperatur SPT203“ (Temperatur nach Verdampfer) wurde entsprechend des geplanten Versuchs eingestellt.

Die Eintrittstemperatur T201 am Verdampfer sollte etwa bei 21°C liegen. Hierfür musste die „Mindesttemperatur Medium SPT208“ auf ca. 17-18°C eingestellt werden. Dies ist die Temperatur nach Kondensator und wurde durch die Regelung des Kühlwasserdurchflusses durch den Kondensator von der Steuerung eingestellt. Die Temperaturerhöhung dazwischen entstand vor allem durch die Wärme in der Prüffeldeinhausung (Wärmestrahlung des heißen Systems/Expanders) und geringfügig in der Pumpe.

Unter „SPF201 Mediendurchfluss fest / kg/h“ war grob der zu erwartende Massenstrom im stationären Versuchszustand vorzugeben. Dieser Wert ist entweder empirisch ermittelt/ bekannt oder kann über Stoffdaten, Verdampferleistung, -druck und -temperaturdifferenz berechnet worden. „SPF Mediendurchfluss T-Anteil / %“ gab den relativen Bereich um diesen Durchflussfestwert an, in dem die Steuerung regeln durfte, um die Solltemperatur am Verdampferaustritt zu erreichen. Da der Verdampfer mit konstanter Leistung betrieben wurde, passt die Steuerung den Eintrittsstrom in den Verdampfer durch Pumpenregelung mittels FU an, um die gewünschte Dampftemperatur zu erhalten. Durch eine Erhöhung der Förderleistung stieg der Verdampferfüllstand. Folglich vergrößerte sich der Bereich, in dem das Medium erwärmt und verdampft wurde, während der Überhitzungsbereich kleiner

wurde. Somit erhöhte sich der Austrittsstrom auf das Niveau des erhöhten Eintrittsstroms, während die Temperatur absank. Analog dazu galt Umgekehrtes für eine Verringerung der Pumpenleistung.

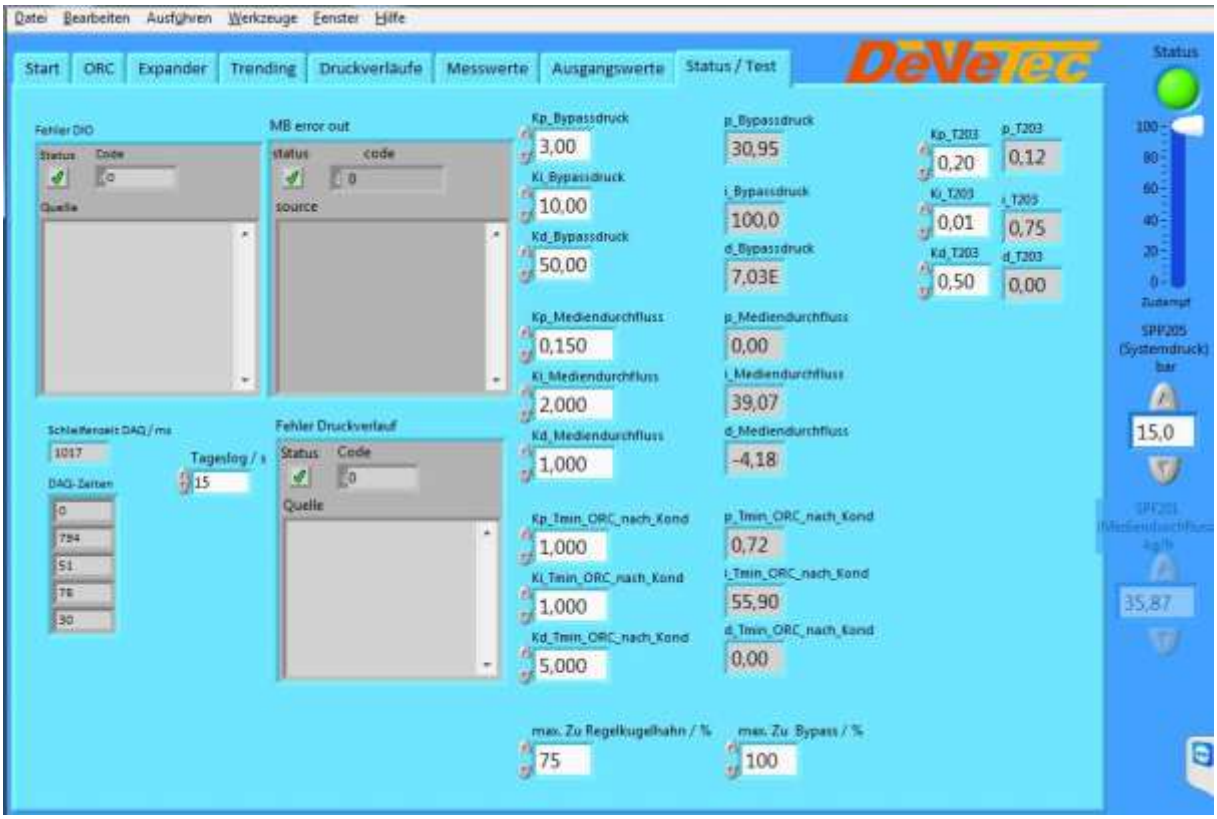


Abbildung 164: Reiter „Status/Test“ der Prüfstandsoftware [DeVeTec]

Unter dem Reiter „Status/Test“ wurden die Regelparameter der PID-Regler vorgegeben. Diese wurden bei der Erstinbetriebnahme des Prüfstands für Ethanol empirisch durch Probieren und/oder Aufnahme der Sprungantwort ermittelt und waren vorgegeben.

Die Regelung er Temperatur T203 am Verdampferaustritt war im Gegensatz zu den anderen Reglern deutlich vom Medium abhängig. Daher mussten hier die Parameter an das Medium angepasst werden. Diese wurden für *ORCent111* anhand der Sprungantwort nach den Einstellregeln von Chien, Hrones und Reswick ermittelt. Dazu wurde der Anlage ein fester Medienstrom vorgegeben und der stationäre Zustand der Verdampferaustrittstemperatur abgewartet. Anschließend wurde der Medienstrom erhöht bzw. erniedrigt und die jeweiligen Sprungantworten der Verdampferaustrittstemperatur aufgezeichnet.

Die folgenden Abbildungen zeigen die beiden unterschiedlichen Sprungantworten:

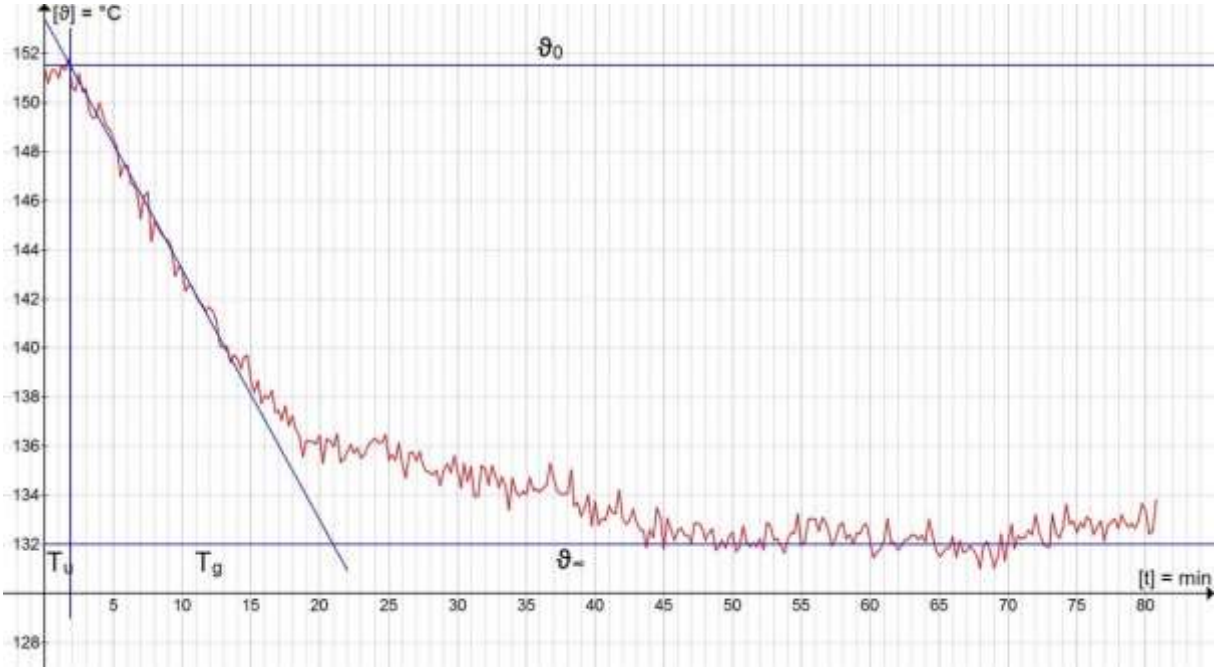


Abbildung 165: Sprungantwort +3 kg/h [DeVeTec]

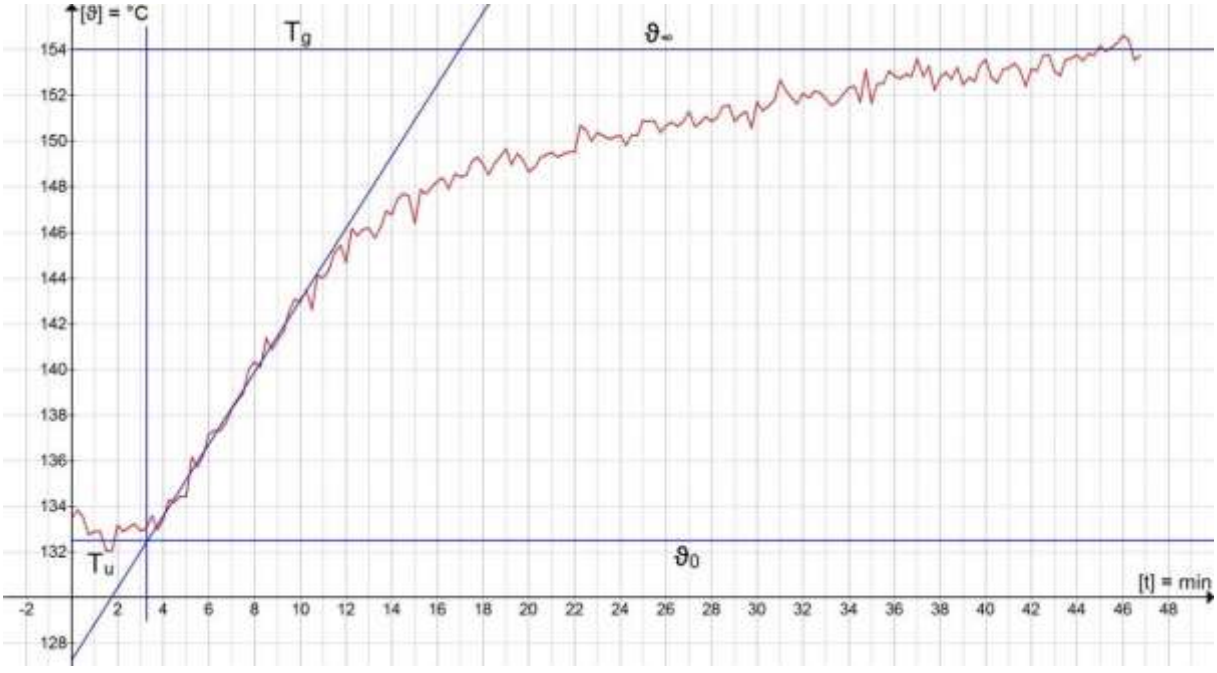


Abbildung 166: Sprungantwort -3 kg/h [DeVeTec]

Aus den Sprungantworten können für die Parameterbestimmung folgende Werte abgelesen werden:

K_S: Verstärkungsfaktor; Temperaturdifferenz der Sprungantwort geteilt durch Sprunghöhe des Massenstromes

T_u: Totzeit, bis der Kurvenverlauf sich nach Änderung des Massenstromes beginnt zu ändern.

T_g: Ausgleichszeit; Sie wird ermittelt durch Anlegen der Wendetangente an die Kurve der Sprungantwort. Die Zeit zwischen Ende der Totzeit und dem Schnittpunkt der Wendetangente mit der sich einstellenden Endtemperatur wird Ausgleichszeit genannt.

Tabelle 10: Parameter der Verdampfer-Sprungantworten [DeVeTec]

Sprung	$[K_s]$ = °C/(kg/h)	$[T_u]$ = min	$[T_g]$ = min
+ 3 kg/h	-6,50	1,87	19,13
-3 kg/h	-7,17	3,31	13,64

Die unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren lassen sich auf äußere Einflüsse, wie eine leicht schwankende Verdampferleistung zurück führen. Die Abweichung liegt jedoch im tolerierbaren Rahmen.

Die Unterschiede bei den Zeitkonstanten liegen an dem ungleichen Verhalten des Systems je nach Sprungrichtung. Somit ergaben sich auch unterschiedliche Einstellwerte für den PID-Regler je nach Regelrichtung. Da dies im vorliegenden Fall nicht verwirklicht und nur ein Parametersatz vorgegeben werden konnte, wurde der gewählt, der sich in der Praxis als günstiger erwies, bzw. passende Werte dazwischen.

Tabelle 11: PID-Reglerparameter nach Chien, Hrones und Reswick (Zeitbasis min.) [DeVeTec]

		Ohne Überschwingungen		20 % Überschwingungen	
		Störung	Führung	Störung	Führung
	K_p	1,50	0,94	1,89	1,50
+ 3 kg/h	K_i	0,33	0,05	0,50	0,06
	K_d	1,17	0,88	0,79 / 1,48	1,31
	K_p	0,53	0,33	0,66	0,53
-3 kg/h	K_i	0,07	0,03	6,62 / 0,10	0,03
	K_d	0,73	0,55	0,92	0,82

Wichtig war vor allem das konstante Halten der Temperatur im stationären Zustand, also Gegenwirken bei „Störung“. Zudem sollten nach Möglichkeit keine Überschwingungen zugelassen werden, auch wenn dann die Ausregelung schneller ist, da z. B. ein Überschwingen der Höchsttemperatur das Medium hätte beschädigen können. Prozesstechnisch bedingt waren während des Anfahrprozesses der Anlage Temperaturspitzen, die kurzzeitig um bis zu 20°C über der Solltemperatur lagen, unvermeidbar.

Datei Bearbeiten Ausführen Werkzeuge Fenster Hilfe
Start ORC Expander Trending Druckverläufe Messwerte Ausgangswerte Status / Test
Ausgangstabelle
Index Bezeichnung Register Klartext Wert Einheit ALL AL AH AHH
0 X203 M4/AO0 Stellung Bypassventil 100,0 % -1 -1 99999 99999
1 X204 M4/AO1 Stellung Regelventil vor Expander 100,0 % -1 -1 99999 99999
2 M4/AO2 frei 0,0 -1 -1 99999 99999
3 X301 M4/AO3 Stellung Regelventil Kühlwasser 55,5 % -1 -1 99999 99999
4 SPF201 M5/AO0 Durchflussregelung Medium 39,1 l/h -1 -1 99999 99999
5 SPT203 M5/AO1 Temperatur Soll nach Verdampfer 166,0 °C -1 -1 250 350
6 T203 M5/AO2 Temperatur Ist nach Verdampfer 136,5 °C -1 -1 250 350
7 M5/AO3 Ausgang frei 0,0 -1 -1 99999 99999
Analog Output / Manuell
0 0:X203 Stellung Bypassventil
0 1:X204 Stellung Regelventil vor Expander
0 2:frei
0 3:X301 Stellung Regelventil Kühlwasser
0 4:SPF201 Durchflussregelung Medium
0 5:SPT203 Temperatur Soll nach Verdampfer
0 6:T203 Temperatur Ist nach Verdampfer
0 7:frei
Digital Output
EIN 0:Verd. Ein
AUS 1:Verd. Aus
EIN 2:Kühlung
EIN 3:Ventilator
EIN 4:Medienpumpe
AUS 5:Vakuumpumpe
AUS 6:STB quit.
EIN 7:Expander
AUS 8:frei
AUS 9:frei (Leckgaspumpe)
AUS 10:Magnetventil V206
AUS 11:frei
EIN 12:Verdampfer
AUS 13:S-Kette quit.
EIN 14:X205 öffnen
AUS 15:X205 schließen
Status
100
80
60
40
20
0
SPF205 (Systemdruck) bar
15,0
35,83
Abbildung 167: Reiter "Ausgangswerte" der Prüfstandsoftware [DeVeTec]

Unter dem Reiter „Ausgangswerte“ wurden die einzelnen Aktoren des Prüfstandes ein- und ausgeschaltet. Bei Bedarf musste über „10: Magnetventil V206“ Überdruck (Stickstoff aus der Inertisierung) aus dem Vorlagebehälter abgelassen werden, da die Versuche bei Umgebungsdruck im Kondensator/Vorlagebehälter durchgeführt werden sollen.

14.3.2 Aufnahme der Sattdampfkurve

Dies erfolgte im Anfahrprozess der kalten Anlage, wobei der Medienkreislauf ohne Expanderbetrieb über das Bypassventil V(X)203 läuft. Dazu wurde der Verdampfer bis über die Heizstäbe mit Medium vollgefahren und gehalten, sodass keine Überhitzungsfläche mehr zur Verfügung stand. Folglich trat aus dem Verdampfer nur Sattdampf aus.

[Der Verdampfer besitzt zwar keine Füllstandsanzeige, jedoch ist die Einstellung der richtigen Füllhöhe leicht möglich:

Die Anlage sollte nach Möglichkeit mit einem flüssigen Medienvolumen knapp unter dem Verdampfervolumen befüllt werden. Dies bietet zwei Vorteile:

Erstens wird dadurch verhindert, dass der Verdampfer durch die Medienpumpe aus dem Vorlagebehälter überfüllt wird und Flüssigkeit oben am Verdampfer austreten kann. Dies könnte Schäden am Expander (“Wasserschlag“) anrichten, bzw. hier beim „Sattdampfversuch“ das Ergebnis verfälschen.

Fährt die Pumpe nun die gesamte Medienmenge in den Verdampfer, so sind die Heizstäbe sicher überflutet, da über diesen noch ein großes Verdampferfreivolumen zur Verfügung steht.

Die Pumpe ist durch eine Füllstandsüberwachung im Vorlagebehälter gegen Trockenlauf gesichert, jedoch sollte die Fördermenge manuell auf die Verdampfungsleistung etwa angepasst werden (empirisch oder berechnen), um zu häufiges Schalten zu verhindern.

Rohrleitungsvolumina sind in Relation gering und konnten vernachlässigt werden.]

Da der Verdampfer bei Überschreiten von 20°C über Solltemperatur abschaltet, wurde ihm ein ausreichend hoher Sollwert vorgegeben und dieser eingeschaltet. Das Bypassventil V(X)203 war dabei voll geöffnet. Aufgrund des Anlagenwiderstands pendelte sich der Druck P205 nach Verdampfer P205 sowie die zugehörige Temperatur T203 nach Verdampfer (Sattdampfzustand) nach einiger Zeit ein. Ab diesem Punkt beginnend wurde der Solldruck in kleinen Schritten erhöht, wodurch das geregelte Bypassventil schloss. War der Solldruck erreicht, wurde aufgrund des Verzuges der Temperatur und deren Messung kurz auf das Folgen dieser gewartet und der Solldruck erneut einen kleinen Schritt erhöht. Dies wurde bis zum gewünschten Druck durchgeführt.

Abschließend erfolgte die Auswertung des automatisch aufgezeichneten Druck- und Temperaturverlaufs.

14.3.3 Thermischer Wirkungsgrad

ORCent111 wurde zunächst für den Temperaturbereich von 130-150°C konzipiert. Daher ist von Interesse, welche Wirkungsgradsteigerung eine Anlage durch den Einsatz von *ORCent111* gegenüber Ethanol in diesem Temperaturfeld erfährt. Als Solltemperaturen für die Hauptversuche wurden somit 130, 140 und 150°C am Expandereintritt (T205) ausgewählt.

Der Anlage ist jedoch nur die Solltemperatur am Expanderaustritt (T203) vorgebbar. Da durch Isolationsverluste zwischen Verdampfer und Expander ein wenig Temperatur verloren ging, musste diese etwas höher gewählt werden, sodass sich die gewünschte Temperatur am Expander einstellte.

Bei diesem Versuch wurden jedoch nicht nur die drei Temperaturen gefahren, sondern ebenfalls die Steuerzeiten des Expanders jeweils variiert.

Beim realen Expander benötigt das Öffnen und Schließen eine gewisse Zeit, außerdem sind Ein- und Ausströmvorgänge nicht ideal und reibungslos. Daher können die praktisch idealen Öffnungs- uns Schließzeitpunkte von den theoretisch idealen abweichen. Um die Einstellung für den besten Wirkungsgrad zu finden, wurde die Steuerzeit folglich variiert.

Die praktisch ideale Steuerzeit kann für verschiedene Medien aufgrund des realen Verhaltes, z. B. bezüglich des Strömungs- und Expansionsverhaltens, leicht unterschiedlich sein. Ebenso spielt der (erreichbare) Druck vor Expander eine Rolle. Da sich Steuerzeiten auch bei realen Anlagen später leicht auf das Medium anpassen lassen, bot es sich an, nicht gleiche Steuerzeiten miteinander zu vergleichen, sondern die Bestpunkte.

Um belastbare Daten zu bekommen, war für jeden Versuchspunkt eine stationäre Betriebsdauer von ca. 0,5-1 Stunde nötig. Anschließend ließen sich die Messdaten über den

Versuchszeitraum mitteln und ggf. grafisch darstellen. Ebenso wurden die Versuchsergebnisse im Anschluss durch stichpunktartige Wiederholung, insbesondere der Versuche mit den besten Ergebnissen (günstigsten Steuerzeiten), überprüft.

Es wurde festgestellt, dass die ursprünglich geplanten Steuerzeiten bei *ORCent111* nicht ausreichen, um den Bestpunkt festzustellen. Gleichzeitig konnte ein Sprung / eine Verschiebung der idealen Steuerzeit für *ORCent111* bei Drücken unterhalb von ca. 8-9 bar und/oder Temperaturen unter 130°C festgestellt werden.

In der folgenden Grafik sind die *θ(T)-s*-Diagramme von Ethanol und *ORCent111* bei gleicher oberer und unterer Temperatur und idealer Expansion auf die Taulinie gegenübergestellt. Dazu wurde der Ursprung beider Siedelinien bei 0°C und 0 *kJ*/(*kg/K*) festgelegt. Zu erkennen ist, dass *ORCent111* gegenüber Ethanol die erwähnen „Idealkriterien" deutlich besser erfüllt:

- Geringere Erwärmungsenthalpie (Siedelinie steiler)
- Höhere Siedetemperatur

➔ Höhere mittlere obere Temperatur

Das Flächenverhältnis von umschlossenem Kreisprozess und darunterliegender Kondensatorwärme ist hier bei *ORCent111* günstiger.

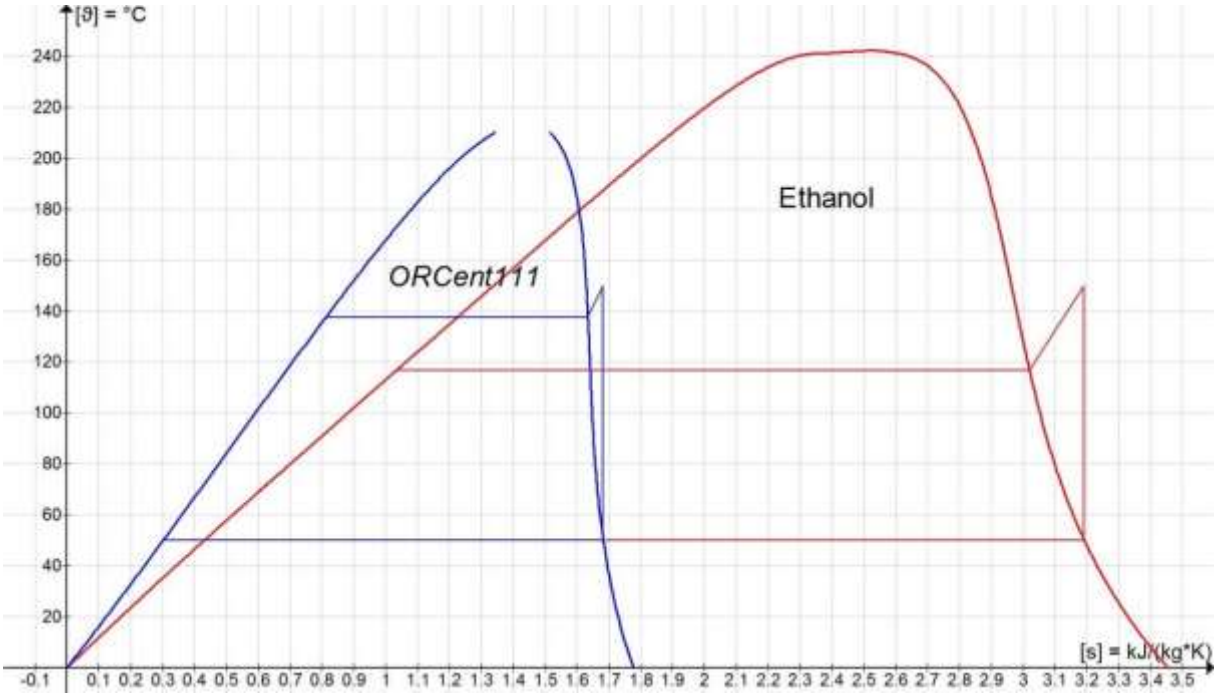


Abbildung 168: Gegenüberstellung ϑ-s-Diagramme Ethanol und ORCent111 [DeVeTec]

14.3.4 Leistungs-Druck-Kurve

Bei zuvor ermittelter idealer Steuerzeit sollte für die Medien die Kurve der Leistung über dem Druck bei 150°C ermittelt werden. Dabei war vor allem der Leistungsvergleich bei gleichem Druck interessant. Hier musste der im vorherigen Kapitel erwähnte „Steuerzeitensprung“ beachtet werden. Für diesen Versuch wurde die Anlage zunächst wie zuvor in den stationären Zustand bei sich einstellendem maximalem Druck gebracht. Von diesem Betriebspunkt aus wurde dann der Solldruck SPP205 der Anlage schrittweise abgesenkt, wobei zwischen den Schritten das Erreichen des Solldrucks sowie das Einpendeln der Leistung abgewartet wurden. Den Druck regelte die Anlage über das Bypassventil V(X)203.

Jede „Druckstufe“ wurde zwecks Mittelwertbildung im stationären Zustand ca. 0,5-1 Stunde gefahren. Die Daten wurden wie gewohnt automatisch aufgezeichnet und konnten so dargestellt und ausgewertet werden.

Da hier ein unbekannter Teil des Massenstromes über den Bypass abfließt, war keine Aussage mehr über einen Wirkungsgrad möglich. Dieser Versuch diente lediglich der Gegenüberstellung der Gasleistungen bei gleicher Temperatur und gleichem Druck.

14.3.5 Temperaturuntergrenze

Für die Medien, insbesondere *ORCent111*, sollte die Untergrenze der Temperatur am Expandereintritt gefunden werden. Diese liegt dort, wo die Leistung / der Wirkungsgrad des Expanders in Relation zum Verlauf zwischen 130 und 150°C signifikant einzubrechen beginnt bzw. keine nennenswerte Leistung mehr erbracht wird.

Bei tiefen Temperaturen musste dazu teilweise der Druck über das Bypassventil V(X)203 gesenkt werden, damit das Medium noch im gasförmigen Zustand vorlag. Dabei konnte dann jedoch keine korrekte Aussage zum Wirkungsgrad mehr gemacht werden, da der Beitrag des Dampfstroms durch den Bypass der Expanderleistung fehlt. Jedoch lassen sich Aussagen zur grundsätzlichen Einsatzmöglichkeit sowie Abschätzungen treffen.

Auch dieser Versuch wurde bei zuvor ermittelter idealer Steuerzeit durchgeführt (auch hier Beachtung des „Steuerzeitensprungs“). Dabei wurde durch Vorgabe der Verdampferaustrittstemperatur T203 die Expandereintrittstemperatur schrittweise abgesenkt. Es galt wieder ein stationärer Betriebszeitraum von ca. 0,5-1 Stunden pro Temperatureinstellung.

14.3.6 Stresstest

Im Stresstest sollte die Tauglichkeit von *ORCent111* über 150°C hinaus getestet werden. Für Ethanol war dieser Versuch nicht von Bedeutung, da die Temperaturobergrenze deutlich höher liegt und bekannt ist.

Dabei war nicht der Wirkungsgrad von primärem Interesse, sondern die chemische, thermische Stabilität des Mediums. Dazu wurden jeweils über einen Zeitraum von ca. 50

Betriebsstunden Temperaturen von > 150°C am Verdampferaustritt. Es erfolgte eine tägliche Probennahme. Zusätzlich wurde der Wirkungsgrad vor und nach jeder Versuchsreihe (Temperatur) ermittelt, sowie die Sattdampfkurve am Versuchsende, um so schon eventuelle Änderungen zu erkennen. Ebenso wurde auf Gasbildung (Druckaufbau im Vorlagebehälter) geachtet, welche durch die Zersetzung des Mediums entstehen kann.

14.3.7 Überprüfungen und Materialverträglichkeit

Neben den Versuchsläufen waren noch weitere Tests und Prüfungen von Interesse, die sich vor allem auf den Anlagenbetrieb mit *ORCENT111* bezogen. Während der Versuche waren regelmäßig Medienproben zu entnehmen, welche gesammelt und im Labor von *EVONIK* analysiert wurden. Dabei sollten eventuelle Änderungen am Medium insbesondere durch den Temperatureinfluss aber auch Verunreinigungen durch die Anlage untersucht werden.

Die Proben wurden, wie folgt, entnommen:

Tabelle 12: Geplante Medienproben [DeVeTec]

Probe	Entnahmezeitpunkt	Zweck
Fassprobe	Vor dem Befüllen der Anlage aus dem Fass zu entnehmen.	Feststellung der gelieferten Ausgangsqualität.
Nullprobe 1	Nach dem Befüllen der Anlage und **kalter** Umwälzung im **flüssigen** Zustand durch die Anlage aus der Anlage zu entnehmen.	Feststellung eventueller Verunreinigungen und Fluidreste in der Anlage vor Versuchsbeginn.
Nullprobe 2	Nach anschließendem **warmen** Umlauf durch den Expanderbypass im **dampfförmigen** Zustand (ca. 140°C) aus der Anlage zu entnehmen.	Feststellung eventueller Medienzersetzung unter Temperatureinfluss vor Versuchsbeginn.
Nullprobe 3	Nach anschließendem **warmen** Umlauf durch die Anlage incl. Expander im **dampfförmigen** Zustand (ca. 140°C) aus der Anlage zu entnehmen.	Feststellung eventueller Verunreinigungen und Fluidreste im Expandersystem vor Versuchsbeginn.
Laufende Probe	Regelmäßig einmal wöchentlich aus der Anlage zu entnehmen.	Feststellung von Fluidveränderungen und wachsenden Verschmutzungen.
Nachfüllprobe	Vor und nach Mediennachfüllung nach jeweils ausreichender Umwälzung.	Musste aufgrund von Verlusten (Undichtigkeiten) Medium nachgefüllt werden, wurde davor und danach eine Probe entnommen.
Stresstestprobe	Nach jedem Versuchstag.	Feststellung der Fluidveränderungen durch Temperatureinfluss sowie der oberen Einsatzgrenze.

Bei der Probennahme aus der Anlage war es wichtig, die Füllung der Probenflasche (wenige ml) aus dem „aktiven“ Medienstrom des Systems zu ziehen. Da sich kurz hinter den Hähnen zur Probennahme oft mehr oder weniger „Totwassergebiete“ (→ unbeanspruchtes, da nicht umlaufendes Medium) befinden können, war entsprechend die erste Menge der Entnahme zu verwerfen.

Des Weiteren wurde der Einfluss von *ORCent111* auf die Anlagenbauteile beobachtet. Dabei standen vor allem die Dichtungsmaterialien im Anlagensystem und am Expander sowie die Drehschieberlagerung im Vordergrund. Dazu wurde die Anlage laufend auf auftretende

Undichtigkeiten sowie erhöhte Reibung am Expander überprüft sowie Dichtungen und Lager bei Wartungen und Reparaturen begutachtet. Selbstverständlich wurden auch sonstige Bauteile durchgehend im Auge behalten.

Ebenso wurden verschiedene Dichtungen bei Raumbedingungen in *ORCent111* eingelegt und Veränderungen dokumentiert.

14.3.8 Anlagenwartung, Reparaturen und Umbauten

Während der Versuche fielen standardmäßig Wartungsarbeiten aber auch Reparaturen an. Unter Wartungsarbeiten fielen:

- Überprüfung der Schmieröl(zu)stände in Expander und Medienpumpe
- Anlagensauberkeit
- Dichtheitskontrollen
- Fester Satz aller Verbindungen und Kabel, ggf. nachziehen
- Sichtprüfung der Anlagenkomponenten

Für die Überprüfung der Dichtheit wurde das System über einen längeren Zeitraum mit Stickstoffdruck beaufschlagt und der Druckabfall über die Zeit per Anlagensoftware aufgezeichnet. Dabei waren zwei Fälle zu unterscheiden: Druckabfall mit und ohne Expander. Im ersten Fall wurden die Ventile vor und nach Expander geschlossen. Der Druck in der Anlage sollte dann konstant bleiben. Im zweiten Fall ist ein Druckabfall nicht vermeidbar: Das Dichtungssystem an den Expanderkolben sowie der Drehschiebersteuerung besitzt immer eine kleine, zulässige Undichtigkeit, da sich solche Systeme nicht zu 100 Prozent abdichten lassen. Der Druckabfall musste innerhalb der technisch machbaren Grenzen tolerierbar klein sein.

Im Betrieb wurden näherungsweise der Blowby über die Kolbenringe sowie der Medienverlust an den Wellendichtungen der Drehschiebersteuerung erfasst. Dazu wurden diese Leckströme an vorgesehenen Anschlüssen abgeleitet und in einem entsprechenden Behältnis aufgefangen.

Die anfallenden Reparaturen beliefen sich vor allem auf den Expanderkopf mit Drehschiebersteuerung. Hier mussten teilweise Dichtungen sowie Lager getauscht werden. Bei diesen Arbeiten wurden die zugehörigen Bauteile ebenfalls gereinigt und auf Funktion und Zustand überprüft.

Des Weiteren wurden kleinere Änderungen und Ergänzungen an der Anlage zur Vereinfachung und Verbesserung der Bedienung, Ergebnisauswertung und des Betriebsverhaltens durchgeführt.

14.3.9 Protokollführung

Alle Versuche, Medienwechsel, Wartungen, Reparaturen sowie Vorkommnisse und Beobachtungen am Prüfstand wurden tagesweise im Prüfstandsordner protokolliert. Dies dient der Dokumentation sowie späteren Nachvollziehbarkeit der Arbeiten am und mit dem Prüfstand. Auf diese Weise wurden Betriebsstunden, Anlagenänderungen und Bauteilaustausch erfasst. Somit lässt sich z. B. leicht die Einsatzdauer von Bauteilen ermitteln und anhand ihres Zustandes die Eignung bestimmen.

Wichtige Daten aus den Protokollen wurden anschließend ebenfalls in die digitale Form übertragen. So lassen sich Daten zusammenfassen und übersichtlich darstellen.

14.4 Versuchsauswertung

14.4.1 Vorbemerkungen und Fehlerbetrachtungen

14.4.1.1 Leistungen Wirkungsgrade

Verglichen werden hier die Gasleistungen des Expanders miteinander. Diese beinhalten nur den inneren Wirkungsgrad, nicht jedoch den mechanischen Maschinenwirkungsgrad sowie den Wirkungsgrad des Generators, wie es bei der elektrischen Leistung der Fall wäre.

Gefahren wurden die Versuche mit festem Druck (Umgebungsdruck) im Kondensator. Bei temperaturgeführter Kondensation (Umgebungstemperatur) wäre der Vorteil von *ORCent111* deutlich geringer gegenüber Ethanol.

Die hier genannten Wirkungsgrade sind absolut betrachtet oft sehr gering. Dies ist drauf zurückzuführen, dass es sich um eine Prüfstandsanlage handelt, die nicht entsprechend optimiert ist. Da es hier allerdings um die relative Betrachtung des Vergleichs zwischen Ethanol und *ORCent111* geht, spielen einzelne quantitative Wirkungsgrade keine Rolle. Von Interesse sind Wirkungsgradverhältnisse bzw. -verläufe. Da mit guter Näherung davon ausgegangen werden kann, dass sich die Wirkungsgrade jedes Mediums bei Expanderoptimierung mit demselben Faktor ändern, bleibt das Wirkungsgradverhältnis konstant.

Des Weiteren werden im Folgenden alle abgegebenen Leistungen der Einfachheit halber mit ihren Beträgen, also nicht mit negativen Vorzeichen, angegeben.

14.4.1.2 Abweichungen bei gleichen Versuchsparametern

Damit Versuchsergebnisse belastbar sind, müssen sie unter gleichen Bedingungen jederzeit reproduzierbar sein. Allerdings wichen die Versuchsergebnisse bei Versuchsvalidierungen voneinander ab. Dies ist auf viele verschiede Faktoren zurückzuführen, die, soweit bekannt, in Korrektur- und Optimierungsbetrachtungen berücksichtigt und eliminiert wurden. Dennoch blieben relative Fehler zueinander bis zu teilweise ca. 8 % bestehen.

Im Verlaufe dieser Versuchsauswertung wird deutlich, dass die Ergebnisse an vielen Stellen durch Rechnungen angepasst wurden. Dies ist immer mit Abweichungen/Fehlern zur Realität belegt, da nur Annahmen und Idealbetrachtungen gemacht werden können. Dies wird an folgendem Beispiel mehrerer durchgeführter Versuchsläufe besonders deutlich:

Änderte sich während eines stationären Versuchslaufs die Verdampferleistung, so änderte sich folglich auch die Expanderleistung. Da mit dem Wirkungsgrad das Verhältnis zueinander gebildet wird, sollte sich grob betrachtet nach Einschwingen in einen neuen stationären Zustand der gleiche Wirkungsgrad wieder ergeben. Dies war jedoch nicht der Fall. Die zumindest teilweise Erklärung hierfür ist in Kap. 14.4.2.1 aufgeführt. Mit den dort hergeleiteten Korrekturen konnte die Differenz allerdings nur verringert, nicht ausgeglichen werden. Folglich entstanden bleibende Fehler durch schwankende Verdampferleistungen.

Bekannt gewordene Probleme am Prüfstand, die entsprechenden Einfluss auf die Ergebnisse haben können, sind in Kap. 14.5.2 näher aufgeführt.

Bedeutend ist hier auch, dass der innere Wirkungsgrad des Expanders in der Realität mit Druck, Drehzahl und Temperatur variiert. Bei Korrekturen musste dieser als konstant angenommen werden.

„Ausreißer“ in den Versuchsreihen wurden bei der Auswertung außen vor gelassen. Diese traten vor allem an Tagen mit Problemen am Expander (hohe Reibleistung) auf, waren nach entsprechender Wartung jedoch verschwunden. Hier wurde so aber auch deutlich, welches praktische Gewicht solche Einflüsse haben können, die nach rein theoretisch-idealen Gesichtspunkten keine Bedeutung hätten.

14.4.1.3 Abweichungen durch schwankende Versuchsbedingungen

Folgende Bedingungen konnten über die Versuche hinweg nicht exakt konstant gehalten werden, dieser Einfluss wurde aber in Kap. 14.4.2.1 weit möglichst korrigiert:

- Verdampferleistung, da schwankende Netzspannung
- Kondensatordruck, da gleich dem Umgebungsdruck, welcher leicht schwankt
- Verdampfereintrittstemperatur aufgrund des Kühlvermögens des Kühlers (Umgebungstemperatur)
- Expanderdrehzahl, da leistungsabhängig (Asynchrongenerator)

14.4.1.4 Messfehler

Messfehler (Druck, Temperatur, …) können vernachlässigt werden, da sie zum einen verhältnismäßig gering ausfallen dürften und zum anderen für beide Medien in etwa gleich ausfallen, müssten und sich somit im direkten relativen Vergleich herauskürzen.

14.4.1.5 Steuerzeitanpassung

Die Steuerzeiten wurden immer nur um 5° verstellt, um die ideale Steuerzeit (höchster Wirkungsgrad) zu finden. Ggf. liegt die ideale Steuerzeit jedoch zwischen zwei gefahrenen. So ist es auch möglich, dass z. B. im Extremfall teilweise die idealen Steuerzeiten getroffen wurden, teilweise die ideale Steuerzeit zwischen den eingestellten liegt und somit bei kleiner gewählten Schritten die Ergebnisse von den vorliegenden abweichen könnten. Die ideale Steuerzeit ist abhängig von Medium, Druck, Drehzahl und Temperatur. Dies wird besonders in Kap. 14.4.4.2 deutlich.

Des Weiteren ist es denkbar, dass eine Anpassung des Abstandes zwischen Schließende des Auslasses und Öffnungsbeginn des Einlasses den Wirkungsgrad variiert. Dieser Abstand betrug bei den vorliegenden Versuchen immer 5° Kurbelwinkel.

Bei extremer werdenden Steuerzeiten (Einlass öffnet weiter vor/nach OT) könnte eine Änderung der Auslasszeit (gemessen in °Kurbelwinkel; betrug hier immer 180 °KW) positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad haben. Da die Auslasssteuerzeit immer parallel zur Einlasssteuerzeit verschoben werden muss (Abstand EÖ↔AS an bei OT), verschiebt sich auch der Öffnungsbeginn des Auslasses entsprechend um UT herum. Ideal wäre aber evtl. diesen in der Nähe von UT zu belassen, auch wenn der Schließzeitpunkt bei OT variiert wird.

14.4.1.6 Totvolumen

Das Totvolumen im Expander war bei allen Versuchen konstant. Durch Veränderung kann der Wirkungsgrad ggf. verbessert werden. Wäre das ideale Totvolumen für alle Versuchsreihen sowie der sich ergebene Verbesserungsfaktor für beide Medien gleich, hatte eine Abweichung auf den relativen Medienvergleich keinen Einfluss. Es ist jedoch auch bei Betrachtung der Druckverläufe im Zylinder davon auszugehen, dass das ideale Totvolumen wie auch die ideale Steuerzeit abhängig ist von Medium, Druck, Drehzahl und Temperatur.

14.4.1.7 Druck- und Temperaturverluste in der Anlage

Da Ethanol und *ORCent111* unterschiedliche Massenströme und Stoffwerte (Temperaturübertragung, Strömungsverhalten) aufweisen, sind die Druck- und Temperatur-/ Wärmeverluste unterschiedlich. Diese Unterschiede brauchen für die Versuchsauswertung jedoch nicht weiter betrachtet oder korrigiert werden, da sie ein Teil des Ergebnisses darstellen. Es sollen schließlich beide Medien unter gleichen Anlagenbedingungen getestet werden, um so die Prozessverbesserung ausschließlich bei Substitution zu ermitteln.

14.4.2 Thermischer Wirkungsgrad

Für die Betrachtung des thermischen Wirkungsgrads ist die sog. Gasleistung, bei Kolbenmaschinen auch „indizierte Leistung“ genannt, also die innere Leistung des Expanders von primärem Interesse. Diese berücksichtigt den Prozesswirkungsgrad sowie den inneren Wirkungsgrad des Expanders, jedoch nicht den Maschinenwirkungsgrad (Reibung) sowie elektrischen Wirkungsgrad (Kupferverluste im Generator etc.).

Die erbrachte Arbeit eines Taktes und Zylinders leitet sich wie folgt her:

$$W_{\text{Arbeitstakt}} = F * s = \bar{p}_{\text{ü}} * A_{\text{Kolben}} * s = \bar{p}_{\text{ü}} * V_{\text{Hub}} \qquad (14.4.1)$$

Bei dem Druck $p_{\text{ü}}$ handelt es sich um den Überdruck im Zylinder zum unter dem Kolben liegenden Raum. Dort sollte der gleiche Druck wie im Auslasssystem herrschen. Aufgrund des Expansionsvorgangs ist für den Druck der Mitteldruck einzusetzen.

Die Software berechnet die eingeschlossene Fläche des *p*-*V*-Diagramms und multipliziert dies mit der Drehzahl. So ergibt sich die Gasleistung des Zweitakt-Hubkolbenexpanders pro Zylinder:

$$P_{\text{Gas}} = W_{\text{Arbeitstakt}} * n \qquad (14.4.2)$$

Um die Versuchsergebnisse zum einen vergleichen und zum anderen auf realistische Verhältnisse übertragen zu können, sind eine Reihe von Anpassungsberechnungen nötig. Diese teilen sich in zwei Gruppen: Korrekturen sowie Normierungen und Optimierungen.

Die unabdingbare Notwendigkeit diese Betrachtungen ergibt sich auch, wenn man bedenkt, dass in einigen Fällen, bezogen auf die Rohdaten, die thermischen Wirkungsgrade mit steigender Temperatur fallen. Dies kann natürlich nicht der Realität entsprechen.

14.4.2.1 Korrekturen und Normierungen

Voraussetzungen / Annahmen:

i. Das Realgasverhalten wird vernachlässigt. Im Realfall ist z. B. die Enthalpiedifferenz bei höherem Druck und gleicher Temperaturdifferenz geringer.
ii. Gleichbleibender innerer polytroper Expanderwirkungsgrad
iii. Nur kleine Änderungen

1. Abweichung Drucksensoren

Die Drucksensoren der Anlage waren nicht exakt kalibriert. Bei Beaufschlagung mit Umgebungsdruck wichen die gemessenen Werte bis zu 55 mbar von dem tatsächlichen ab. Da dies gerade bei den Messungen relativ niedriger Drücke (nach Expander) in den Korrekturen/Optimierungen etwas ins Gewicht fällt, wurden diese Fehler in der Auswertung korrigiert.

2. Verdampferleistung

a) Die Temperatur am Verdampfereintritt ist nicht immer exakt konstant zu halten. Daher wurde die Eintrittstemperatur normiert. Um den Differenzbetrag der in der Temperaturabweichung enthaltenen Wärme wurde die Verdampferleistung korrigiert.

$$\dot{Q}_{\mathrm{V,korr.}} = \dot{Q}_{\mathrm{V}} + \dot{m} * c_{\mathrm{p}} * (\vartheta - \vartheta_{\mathrm{N}}) \qquad (14.4.2.3)$$

b) Es konnten Schwankungen der Verdampferleistung beobachtet werden, die sich sehr deutlich auf die Gasleistung des Expanders auswirkten.

Der Verdampfer ist eine Heizung, die einen ohmschen Widerstand darstellt. Für einen ohmschen Widerstand gelten die Formeln:

$$U = R * I \qquad (14.4.2.4)$$

$$P = U * I \qquad (14.4.2.5)$$

Zusammengeführt:

$$P = \frac{U^2}{R} \qquad (14.4.2.6)$$

Der Heizwiderstand des Verdampfers ändert sich mit seiner Temperatur und folglich mit der eingestellten Medientemperatur. Die Temperatur und somit der Widerstand der Heizstäbe könnte durch Fouling aufgrund des schlechteren Wärmedurchgangs bei konstanter Medientemperatur und Leistung steigen. Fouling lag jedoch nicht vor.

Es wurde allerdings eine schwankende Netzspannung festgestellt, welche auf die wechselnde Belastung des Stromnetzes zurückzuführen ist. Bedingt durch den quadratischen Zusammenhang (s. Formel (14.4.2.6)) wirken sich Spannungsschwankungen sehr stark auf die Verdampferleistung und folglich auch auf die des Expanders aus.

Da mit dem Wirkungsgrad der Quotient aus Expander- und Verdampferleistung gebildet wurde, scheint all dies zunächst einflusslos, doch muss bedacht werden:

Durch eine geänderte Verdampferleistung ändert bei gleich bleibenden Ein- und Austrittstemperaturen der Massendurchsatz. Da der Expander jedoch bei gleicher Temperatur mit etwa konstanter Drehzahl und Füllvolumen, sprich konstantem Volumendurchsatz, dreht, muss sich in der Folge auch die Mediendichte, also der Druck, vor Expander anpassen. Dieses neue Expansionsgefälle beeinflusst den Wirkungsgrad. Das Medium tritt mit veränderter Temperatur aus dem Expander aus. Aus diesem Grund wurde die korrigierte Verdampferleistung normiert um einen korrigierten Eintrittsdruck zur erhalten:

$$\frac{\dot{m}_{\mathrm{korr.}}}{\dot{m}_{\mathrm{R}}} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{V,korr.,N}}}{\dot{Q}_{\mathrm{V,korr.,R}}} = \frac{p_{\mathrm{ein,korr.}}}{p_{\mathrm{ein,R}}} \rightarrow p_{\mathrm{ein,korr}} = p_{\mathrm{ein,R}} * \frac{\dot{Q}_{\mathrm{V,korr.,N}}}{\dot{Q}_{\mathrm{V,korr.,R}}} \qquad (14.4.2.7)$$

3. Druck am Expanderaustritt

Der Druck am Expanderaustritt ist abhängig vom Druck im Kondensator bzw. Vorlagebehälter. Die Differenz zwischen Austritt und Vorlagebehälter ist auf Reibungsverluste im System zurückzuführen.

Das Arbeitsfluid strömt aus dem Expander in den Kondensator und anschließend in einen Vorratsbehälter, woraus die Medienpumpe den Verdampfer speist. Wie bereits angesprochen soll zur Verhinderung von Lufteintritt von außen durch eventuelle Undichtigkeiten nicht ins Unterdruckgebiet entspannt werden. Daher herrscht in Kondensator und Vorlagebehälter Umgebungsdruck. Da die Medien im vorliegenden Fall immer unterkühlt wurden, stellte die Stickstoffversorgung den Druck auf Umgebungsniveau sicher.

Es musste jedoch festgestellt werden, dass eine leichte Druckänderung im Auslasssystem die Expanderleistung beeinflusst. Dies wird auch deutlich, wenn man bedenkt, dass, wie beschrieben, „ein bar unten schwerer wiegt, als ein bar oben“.

Da jedoch der Umgebungsdruck etwas schwankt, wurde der Absolutdruck im Vorlagebehälter auf einen festen Wert „normiert“. Um diesen Korrekturbetrag wurde in der Betrachtung dann auch der Austrittsdruck am Expander geändert:

$$p_{\text{aus,korr.}} = p_{\text{aus,R}} + \left(p_{\text{U,N}} - p_{\text{U,R}}\right) \tag{14.4.2.8}$$

4. Drehzahl

Die Bemessungsdrehzahl des Generators und in der Folge auch des direkt angekoppelten Expanders beträgt 1000 min^{-1}. Da es sich jedoch um einen Asynchrongenerator handelt, weicht die Drehzahl, im Gegensatz zu einem Synchrongenerator, in Abhängigkeit von der Last etwas davon ab. Die Abweichung geht je nach Belastungsrichtung (Motor- oder Generatorbetrieb) nach unten bzw. oben.

Die abweichende Drehzahl hat bei konstantem Füllvolumen pro Umdrehung jedoch einen veränderten Volumenstrom zur Folge. Da der Massenstrom aber bei sonst konstanten Parametern gleich bleiben muss, ändern sich Dichte und Druck des Mediums am Expandereintritt:

$$p * \dot{V} = \dot{m} * R_{\text{i}} * T = const. \tag{14.4.2.9}$$

Es folgt daraus:

$$\frac{p_{\text{ein,korr.}}}{p_{\text{ein,R}}} = \frac{\dot{V}_{\text{R}}}{\dot{V}_{\text{N}}} = \frac{V_{\text{Zyl.}} * n_{\text{R}}}{V_{\text{Zyl.}} * n_{\text{N}}} \rightarrow p_{\text{ein,korr.}} = p_{\text{ein,R}} * \frac{n_{\text{R}}}{n_{\text{N}}} \tag{14.4.2.10}$$

5. Druck am Expandereintritt

Aufgrund der vorherigen Punkte muss der Eintrittsdruck am Expander korrigiert werden. Dies muss in folgender Reihenfolge erfolgen:

a) Druckänderung aufgrund der Leistungskorrektur des Verdampfers und der Drehzahlkorrektur.

b) Änderung um Betrag und Richtung, wie auch der Druck am Expanderaustritt korrigiert wurde.

$$p_{\mathrm{ein,korr.,ges.}} = p_{\mathrm{ein,R}} * \frac{n_{\mathrm{R}}}{n_{\mathrm{N}}} * \frac{P_{\mathrm{V,N}}}{P_{\mathrm{V,R,korr.}}} + \left(p_{\mathrm{U,N}} - p_{\mathrm{U,R}}\right) \tag{14.4.2.11}$$

6. Austrittstemperatur Expander

Durch die „normierten“ Drücke am Expander stellt sich ein neues Temperaturgefälle ein:

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{14.4.2.12}$$

Es folgt:

$$\frac{T_{\mathrm{aus,korr.}}}{T_{\mathrm{aus,R}}} = \frac{T_{\mathrm{ein}} * \left(\frac{p_{\mathrm{aus,korr.}}}{p_{\mathrm{ein,korr.}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{T_{\mathrm{ein}} * \left(\frac{p_{\mathrm{aus,R}}}{p_{\mathrm{ein,R}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \rightarrow T_{\mathrm{aus,korr.}} = T_{\mathrm{aus,R}} * \frac{\left(\frac{p_{\mathrm{aus,korr.}}}{p_{\mathrm{ein,korr.}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{\left(\frac{p_{\mathrm{aus,R}}}{p_{\mathrm{ein,R}}}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \tag{14.4.2.13}$$

Der Polytropenexponent ergibt sich aus Isentropenexponent und innerem Wirkungsgrad des Expanders.

7. Gasleistung

Sind die korrigierten Drücke und Temperaturen gefunden, kann die Gasleistung des Expanders entsprechend berichtigt werden. Das Korrekturmodell sei wie folgt gedacht.

Für die Gasleistung gilt:

$$w_t = n * \frac{R_i}{n-1} * (T_2 - T_1) \tag{14.4.2.14}$$

es folgt:

$$\frac{w_{t,korr.}}{w_{t,R}} = \frac{n * \frac{R_i}{n-1} * \left(T_{aus,korr.} - T_{ein}\right)}{n * \frac{R_i}{n-1} * \left(T_{aus,R} - T_{ein}\right)} \rightarrow w_{t,korr.} = w_{t,R} * \frac{\left(T_{aus,korr.} - T_{ein}\right)}{\left(T_{aus,R} - T_{ein}\right)} \tag{14.4.2.15}$$

8. Pumpenleistung

Der Prüfstand erfasst die Leistung der Speisepumpe nicht. Da für den Wirkungsgrad eines Kreisprozesses jedoch korrekterweise gilt

$$\eta = \frac{|P_{ab}| - P_{zu}}{\dot{Q}_{zu}} \tag{14.4.2.16}$$

muss diese berücksichtigt werden. Dabei ist wie beim Expander die innere Leistung, also nur die Berücksichtigung des inneren Wirkungsgrades der Pumpe ohne mechanische und elektrische Wirkungsgrade, von Interesse. Diese ergibt sich nach:

$$P_{i,P} = \frac{P_{P,ideal}}{\eta_i} = \dot{m}_{Fl} * \frac{\Delta p}{\rho_{Fl} * \eta_i} \tag{14.4.2.17}$$

Für die Ermittlung der einzelnen Wirkungsgrade ist der innere Pumpenwirkungsgrad jedoch nicht bekannt und kann nur abgeschätzt werden. Unter der Annahme, dass dieser für beide Medien mit guter Näherung konstant ist, spielt er für das Wirkungsgradverhältnis der Medien zueinander allerdings keine Rolle. Egal, was für η_i in die folgende Gleichung eingesetzt wird, das Wirkungsgradverhältnis bleibt gleich.

$$\frac{\eta_O}{\eta_E} = \frac{\frac{|P_{ab,O}| - P_{zu,O}}{\dot{Q}_{zu,O}}}{\frac{|P_{ab,E}| - P_{zu,E}}{\dot{Q}_{zu,E}}} = \frac{|P_{ab,O}| - P_{zu,O,ideal} * \eta_i}{|P_{ab,E}| - P_{zu,E,ideal} * \eta_i} * \frac{\dot{Q}_{zu,E}}{\dot{Q}_{zu,O}} \tag{14.4.2.18}$$

Optimierungen

Voraussetzungen / Annahmen:

i. Das Realgasverhalten wird vernachlässigt. Im Realfall ist z. B. die Enthalpiedifferenz bei höherem Druck und gleicher Temperaturdifferenz geringer.

ii. Gleichbleibender innerer polytroper Expanderwirkungsgrad

iii. Rekuperatoren arbeiten als ideale Wärmeüberträger, Überhitzung wird vollständig zurückgewonnen (Grädigkeit gegen null, Überhitzungsrückgewinn bis voll auf die Taulinie)

iv. Kein weiterer Wärmeverlust im (Rekuperator-) System

v. Unterkühlung im Kondensator geht gegen null

1. Unterkühlung im Kondensator

Es ist zu erkennen, dass sowohl Ethanol als auch *ORCent111* im Kondensator immer deutlich unterkühlt. Diese in der Realanwendung unnötige Unterkühlung beeinflusst den Wirkungsgrad negativ. Die Unterkühlleistung beträgt:

$$\dot{Q}_{UK} = \dot{m} * c_{p,Fl} * (\vartheta_K - \vartheta_S) \qquad (14.4.2.19)$$

θ_K betrug für beide Medien etwa 21°C. Die Sattdampftemperatur θ_S liegt für Ethanol etwa bei 78°C, für *ORCent111* bei 32°C (Umgebungsdruck im Kondensator). Aufgrund der größeren Temperaturdifferenz zur Sattdampftemperatur und der größeren spezifischen Wärmekapazität (flachere Siedelinie im *T-s*-Diagramm) wird ersichtlich, dass die Unterkühlung bei Ethanol größer war und somit der Wirkungsgradgewinn bei Unterkühlungsvermeidung größer ausfallen wird als bei *ORCent111*.

Es bieten sich zwei Möglichkeiten, die Unterkühlung aus den vorliegenden Versuchen herauszurechnen:

a) „Optimierung 1“:

Läge keine Unterkühlung vor, so könnte der Verdampfer eine um die Unterkühlungsleistung geringere Leistung haben, während Verdampferaustrittstemperatur und Expanderleistung gleich blieben. Für den neuen, verbesserten Prozesswirkungsgrad wird der Betrag der Unterkühlungsleistung von der Verdampferleistung abgezogen:

$$\eta = \frac{|P_{ab}|}{\dot{Q}_{zu} - |\dot{Q}_{UK}|} \qquad (14.4.2.20)$$

b) „Optimierung 2“:

Bei gleichbleibender Verdampferleistung und Verdampferaustrittstemperatur würde sich der Massenstrom ohne die Unterkühlung erhöhen. Dabei erhöhen sich Expanderleistung und Prozesswirkungsgrad. Die Expanderleistung stieg aber nicht nur um das Verhältnis des erhöhten Massenstromes, sondern darüber hinaus aufgrund eines steigenden Eintrittsdruckes. Dieser Druckanstieg ist, wie bereits bei den Normierungen/Korrekturen oben beschrieben, auf den konstant bleibenden Volumenstrom trotz größeren Massenstroms zurückzuführen. Der mit diesem Effekt gewonnen Wirkungsgradzuwachs

kann näherungsweise wieder mit den oben im Normierung- und Korrekturverfahren angeführten Formeln abgeschätzt werden.

i. Erhöhung der Expanderleistung aufgrund des erhöhten Massenstromes

$$\dot{m}_{\text{neu}} = \dot{m}_{\text{alt}} \frac{\dot{Q}_{\text{zu}} + |\dot{Q}_{\text{UK}}|}{\dot{Q}_{\text{zu}}} \tag{14.4.2.21}$$

$$P_{\text{ab,neu}} = P_{\text{ab,alt}} \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \tag{14.4.2.22}$$

ii. Zusätzliche Erhöhung der Expanderleistung aufgrund der aus der Massenstromerhöhung resultierenden Druckerhöhung

Aus Formel (14.4.2.7) wird abgeleitet:

$$p_{\text{ein,neu}} = p_{\text{ein,alt}} \frac{\dot{Q}_{\text{zu}} + |\dot{Q}_{\text{UK}}|}{\dot{Q}_{\text{zu}}} \tag{14.4.2.23}$$

Wegen des erhöhten Massenstromes erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit am Expanderaustritt. Dies führt aufgrund der Reibungsverluste bis zum Kondensator/Vorlagebehälter zu einem erhöhten Expandergegendruck, es gilt vereinfacht:

$$\Delta p_{\text{Verl.}} = p_{\text{aus,E}} - p_{\text{K}} = \zeta * \frac{\rho * c^2}{2} \tag{14.4.2.24}$$

ζ sowie vereinfacht angenommen auch ρ seien konstant:

$$\frac{\Delta p_{Verl.,neu}}{\Delta p_{\text{Verl.,alt}}} = \frac{c^2_{\text{neu}}}{c^2_{\text{alt}}} \tag{14.4.2.25}$$

Die Geschwindigkeiten sind proportional zum Massenstrom:

$$\Delta p_{\text{Verl.,neu}} = \Delta p_{\text{Verl.,alt}} * \frac{m^2_{\text{neu}}}{m^2_{\text{alt}}} \tag{14.4.2.26}$$

$$p_{\text{aus,neu}} = p_{\text{K}} + \Delta p_{\text{Verl.,neu}} \tag{14.4.2.27}$$

Nun kann mit der Formel (14.4.2.13) die optimierte Austrittstemperatur bestimmt werden und anschließend mit Formel (14.4.2.15) die optimierte Expanderleistung.

Anmerkung:

Dabei ist die erhöhte Leistung durch den größeren Massenstrom nach Formel (14.4.2.22) zuerst zu berücksichtigen und in (14.4.2.15) einzusetzen. Des Weiteren sind für die Ausgangswerte nicht die Original-, sondern die korrigierten Daten zu verwenden. Durch die Veränderung des Massenstromes ändert sich ebenfalls die Unterkühlungsleistung, diese hat wiederum Einfluss auf die Anpassung des Massenstromes. Dieser Zirkelbezug wurde iterativ/numerisch in *Excel* gelöst. Die Alternative wäre die analytische Lösung über die Differenzialgleichung.

Dieser Weg der Massenstromanpassung ist der aufwendigere, führt allerdings zu einem höheren Wirkungsgradergebnis als der vorherige der Verdampferleistungsanpassung. Das ist damit zu begründen, dass durch das nun höhere Druckgefälle am Expander eine tiefere Austrittstemperatur einstellt.

2. Überhitzung am Expanderaustritt

Beide Medien lagen am Expanderaustritt deutlich überhitzt vor. Die in der Überhitzung enthaltende Energie ging dem Prozess durch den Kondensator verloren, obwohl sie grundsätzlich für den Kreisprozess noch von Wert gewesen wäre.

$$\dot{Q}_{\text{ÜH}} = \dot{m} * c_{\text{p,D}} * (\vartheta_{\text{ÜH}} - \vartheta_{\text{S}}) \qquad (14.4.2.28)$$

Auch hier bieten sich wieder zwei Möglichkeiten, den Prozessablauf zu optimieren:

Durch den Einsatz eines Rekuperators könnte die Überhitzungswärme zurückgewonnen werden. Diese Option teilt sich wie bei der Unterkühlung wieder in die zwei Unteroptionen: Entweder dadurch Verdampferleistung substituieren („Optimierung 1“), Massenstrom und Expanderleistung bleiben gleich (der einfach zu berechnende Fall) oder den Massenstrom erhöhen (“Optimierung 2“) (aufwendiger zu berechnen, aber effektiver).

Die Vorgehensweise für die diese theoretischen Optimierungsmaßnahmen ist identisch mit der der Unterkühlungsbetrachtung. Alle Formeln zur Ermittlung der Prozessverbesserung können von dort übernommen werden.

Anmerkung:

Wird für die Optimierungen der Weg über den höheren Massenstrom und somit Druck gewählt, sinkt wie erwähnt die Temperatur am Expanderaustritt aufgrund des höheren Expansionsgefälles. Dadurch wird die (spezifische) Überhitzungswärme geringer. Analytisch ließe sich diese Optimierung folglich nur durch ein Differenzial berechnen. Die hier gewählte Alternative war wieder die numerisch-iterative mittels *Excel.*

c) „Optimierung 3“:

Die Überhitzungswärme ist die Enthalpie, die aufgrund eines zu geringen Expansionsgefälles nicht in mechanische Leistung umgesetzt werden konnte. Wird bei gleich bleibendem Massenstrom und gleicher Eintrittstemperatur der Expandereintrittsdruck erhöht, sinkt die Temperatur am Expanderaustritt. Die Expanderleistung und folglich der Wirkungsgrad steigen.

Steigert man den Eintrittsdruck dementsprechend, dass die Sattdampflinie am Ende der Expansion genau erreicht wird, ist die Überhitzungsenthalpie nun vollständig in mechanische Leistung umgesetzt. Die Mehrleistung der Pumpe für den höheren Druck sei hier vernachlässigt.

Da die Verdampferleistung sowie der Expanderaustrittsdruck gegeben sind, müsste das Expansionsgefälle durch eine Druckerhöhung am Expandereintritt mittels konstruktiver Maßnahmen am Expander vergrößert werden. Werden z. B. die Einlasszeiten verkürzt, sinkt das Füllvolumen während der Einlassphase. Da der Massenstrom aber konstant bleiben muss, werden die Dichte und folglich der Druck steigen.

Eine Drehzahlverringerung des Expanders wäre auch denkbar, könnte jedoch eine Änderung des inneren Wirkungsgrades sowie des Füllungsverhaltens nach sich ziehen, sodass ggf. die Vergleichbarkeit nicht mehr gegeben ist.

Ein solcher Weg, sei es über die Einlassdauer oder die Drehzahl, könnte jedoch in Zukunft weiter verfolgt werden.

Ebenso ist es denkbar, die Verdampferleistung, z. B. durch einen zusätzlichen Verdampfer, zu steigern. Dies würde den Massenstrom und in der Folge den Druck bei konstantem Expanderfüllvolumen und -drehzahl steigern.

Die Möglichkeit der Prozessoptimierung mittels Erhöhung des Expandereintrittsdrucks soll für einen gewählten Idealprozess am Medium Ethanol im $\theta(T)$-s-Diagramm betrachtet werden:

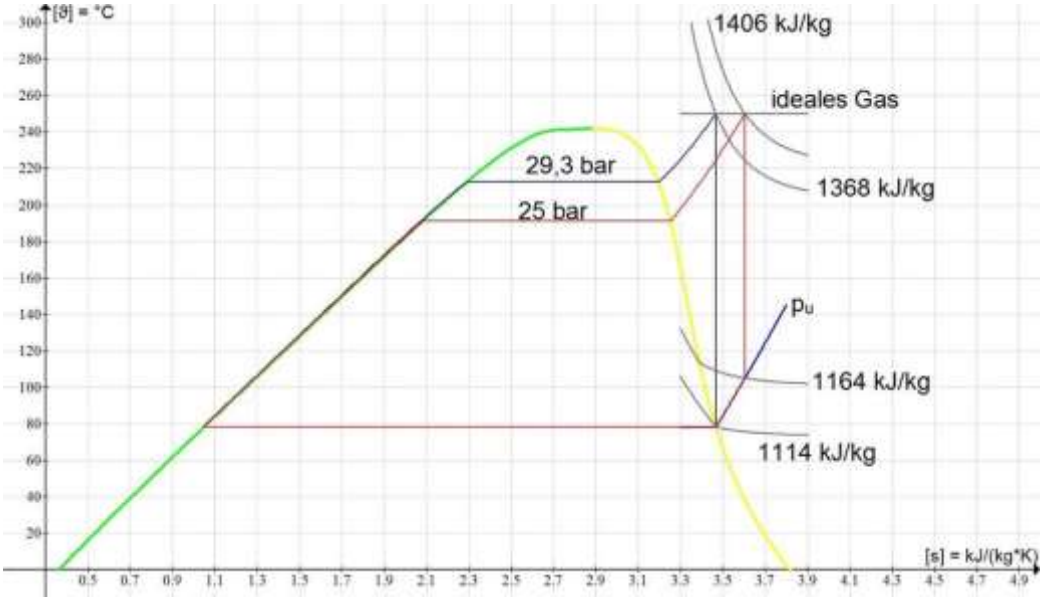


Abbildung 169: ϑ-s-Diagramm Ethanol [DeVeTec]

Zunächst sei Ethanol als ideales Medium gedacht. Dies bedeutet, dass Isenthalpen und Isothermen im überhitzten Bereich parallel zueinander verlaufen. Dementsprechend wäre der Enthalpieinhalt im gewählten Beispiel bei 250°C und 25 bar gleich dem bei 250°C und 29,9 bar. Die logische Folge daraus ist, dass die gesamte Überhitzungswärme am Expanderaustritt als mechanische Energie gewinnbar wäre. Da sich ergibt

$$\frac{|P_{ab}| + |\dot{Q}_{ÜH}|}{\dot{Q}_{zu}} > \frac{|P_{ab}|}{\dot{Q}_{zu} - |\dot{Q}_{ÜH}|} \qquad (14.4.2.29)$$

wäre diese Methode effektiver als ein Rekuperator.

In der Realität sind Isenthalpen und Isothermen jedoch nur im weit überhitzen Gebiet mit guter Näherung parallel zueinander. Mit zunehmender Nähe zum Nassdampfgebiet weicht das Realverhalten deutlich vom idealen ab. Daher hat, wie in Abbildung 169 zu erkennen, ein Medium bei gleichbleibender Temperatur aber erhöhtem Druck einen geringeren Enthalpieinhalt. (Bei konstanter Verdampferleistung stiege der Massenstrom.)

Im vorliegenden Beispiel wird das Enthalpiegefälle **unten** zwar um die volle Überhitzungswärme von 50 kJ/kg erhöht, bedingt durch den höheren Druck jedoch **oben** um 38 kJ/kg geschmälert, sodass unterm Strich nur ein Zugewinn an mechanischer Expanderleistung von 12 kJ/kg bliebe. Dennoch wäre der Wirkungsgradzuwachs immer größer als beim Rekuperatoreinsatz, was sich schon ganz einfach an der höheren mittleren Temperatur im Diagramm erkennen lässt.

Diese Optimierungsmethode liefert zwar immer die besten Wirkungsgrade (Achtung: Nicht unbedingt die besten Wirkungsgradverhältnisse der Medien zueinander!), kann aber nur bedingt eingesetzt werden. In den *θ(T)-s*-Diagrammen ist dies aufgrund des inneren Wirkungsgrades zu erkennen:

Ideal betrachtet stellt die mittlere Steigung der polytropen Expansion den polytropen Wirkungsgrad dar. Dies ergibt sich aus der Definition von isentropem und polytropem Wirkungsgrad:

$$\eta_s = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} > \eta_p = \frac{dh}{dh_s} \tag{14.4.2.30}$$

Im Idealfall verschiebt sich der Expansionsverlauf im *T*-*s*-Diagramm bei Druckerhöhung parallel nach links, der polytrope Wirkungsgrad bleibt konstant. Vergleicht man hier in beiden Fällen (Ethanol und *ORCent111*) die Steigung der Taulinie und die der polytropen Expansion miteinander, so wird besonders bei *ORCent111* deutlich, dass aus dem Nassdampfgebiet heraus entspannt werden müsste, um am Ende der Entspannung genau auf der Taulinie zu enden. Dies praktisch kaum möglich! Damit der Prozess bis zur Entspannung auf die Taulinie ablaufen könnte, müsste nicht nur der Druck angehoben werden, sondern auch die Expansion steiler, also mit besserem inneren polytropen Wirkungsgrad ablaufen.

Außerdem gilt:

$$\eta_p = \frac{n-1}{n} * \frac{\kappa}{\kappa - 1} \tag{14.4.2.31}$$

Der polytrope Wirkungsgrad beschreibt die thermodynamische Güte der Maschine. Im Idealfall ist er konstant und nur abhängig vom Fluid und Expander, nicht vom Druck. Doch aufgrund des Realverhaltens von Fluiden kann sich dieser mit Temperatur, Druck und Drehzahl ändern. Deutlich wird dies mit der oberen Gleichung, wenn man sich die realen, nicht konstanten Isentropenexponenten realer Medien anschaut. [ideal: $\kappa \neq f(T;p)$; real: $\kappa = f(T;p)$]

Da die nötige Druckerhöhung hier deutlich größer als bei den vorherigen Korrekturen und Optimierungsansätzen ist, kann somit der innere polytrope Wirkungsgrad nicht mehr vereinfacht als konstant angenommen werden.

Anmerkung:

Die druckabhängige Änderung des inneren isentropen Wirkungsgrades

$$\eta_s = \frac{1-\left(\frac{p_{ein}}{p_{aus}}\right)^{\eta_{p^*}\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1-\left(\frac{p_{ein}}{p_{aus}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{1-\left(\frac{p_{ein}}{p_{aus}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1-\left(\frac{p_{ein}}{p_{aus}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \qquad (14.4.2.32)$$

wird bereits durch Formel (14.4.2.15) berücksichtigt. Die Formeln (14.4.2.15) und (14.4.2.32) leiten sich gleich her bzw. lassen sich ineinander überführen.

Abschließend wären folgende Maßnahmen nötig, um diese Optimierungsbetrachtung fortzuführen:

- Theoretische Optimierung des inneren polytropen Expanderwirkungsgrades, damit bei Expansion aus dem Dampfgebiet die Taulinie erreicht werden kann.
- Berechnung der neuen Eintrittsparameter (Druck, Enthalpie, Entropie)
- Berechnung des Expansionsverlaufes

Ergebnisse aus dieser Betrachtung hätten folglich mit Versuchen nichts mehr zu tun und können genauso gut theoretisch errechnet oder simuliert werden. Daher ist diese Optimierungsbetrachtung nur von hypothetischer Natur und wurde nicht weiter durchgeführt.

Aus anlagentechnischer Sicht kann es auch nötig sein, dass der Expanderaustrittsstrom eine gewisse Überhitzung besitzen muss/soll, wenn z. B. für den eingesetzten Expander ein „Sicherheitsabstand“ zum Nassdampfgebiet eingehalten werden soll/muss.

Ein Rekuperator hingegen darf den Austrittstrom natürlich immer soweit es geht abkühlen.

Falls aufwandstechnisch rentabel ließe sich natürlich eine Kombination aus Druckanpassung und zusätzlichem Rekuperator einsetzen.

14.4.2.2 Auswertung

Für die Auswertung und Gegenüberstellung sind vor allem die Bestpunkte, also Wirkungsgrade zu den günstigsten Steuerzeiten interessant. Alle anderen sein hier nur zur Information aufgeführt. Wurde eine Versuchseinstellung zur Validierung mehrfach gefahren, sind hier die Mittelwerte aus den Versuchsläufen genommen worden. Alternativen wären eine Worst-Case-Betrachtung (schlechtester *ORCent111*-Wert ↔ bester Ethanol-Wert) oder Best-Case-Betrachtung (bester *ORCent111*-Wert ↔ schlechtester Ethanol-Wert).

1. Innerer Wirkungsgrad, Polytropen- und Isentropenexponent

Zunächst musste für die Versuchsauswertung anhand der Rohdaten sowie der theoretischen isentropen Expanderaustrittstemperatur der jeweilige Polytropen- und Isentropenexponent ermittelt werden. Da gilt

$$\frac{T_{2(s)}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n(\kappa)-1}{n(\kappa)}} \tag{14.4.2.33}$$

ergibt sich

$$n(\kappa) = \frac{\ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)}{ln\left(\frac{T_{2(s)} * p_1}{T_1 * p_2}\right)} \tag{14.4.2.34}$$

Der isentrope Expanderwirkungsgrad konnte anhand der Stoffdaten für Ethanol und *ORCent111* aus Druck und Temperatur vor und nach Expander ermittelt werden. Der polytrope Expanderwirkungsgrad ergab sich aus

$$\eta_s = \frac{1 - \left(\frac{p_{ein}}{p_{aus}}\right)^{\eta_p * \frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{ein}}{p_{aus}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad \rightarrow \quad \eta_p = \frac{\ln\left(1 - \eta_s * \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)\right)}{ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} * \frac{\kappa}{\kappa - 1} \tag{14.4.2.35}$$

Somit ergaben sich folgende Daten:

Tabelle 13: Isentropen- und Polytropenexponent sowie innere Expanderwirkungsgrade für Ethanol und *ORCent111* [DeVeTec]

	130°C		**140°C**		**150°C**	
	Ethanol	*ORCent111*	Ethanol	*ORCent111*	Ethanol	*ORCent111*
n	1,08	1,07	1,08	1,07	1,08	1,08
κ	1,10	1,13	1,11	1,14	1,12	1,14
η_s	61,11 %	57,01 %	60,15 %	55,89 %	62,44 %	57,38 %
η_p	59,43 %	53,57 %	58,17 %	52,20 %	60,25 %	53,72 %

Der innere Wirkungsgrad und somit der Polytropenexponent und die polytrope Entspannung entstehen bei einem Hubkolbenexpander durch Liefergrad/Druckverluste, nicht ideale Füll- und Ausstoßvorgänge sowie Wärmeaustausch zwischen Ein- und Austrittskammer/-strom im Expanderkopf. Der Expansionsvorgang selber läuft, abgesehen von kleinen Wärmeverlusten über die Zylinderwand, nahezu isentrop ab.

Es ist zu erkennen, dass der innere Wirkungsgrad des Expanders beim Einsatz von *ORCent111* niedriger ist, als bei Ethanol. Dies muss aber nicht unbedingt auf das Verhalten des Mediums während der Expansion im Expander an sich zurückzuführen sein, sondern kann im Zusammenhang mit dem Liefergrad stehen, wie im folgenden Abschnitt zu deutlich wird.

Achtung: Es wurden die Wärmeverluste des Expanders nach außen idealisiert als 0 angenommen. In der Realität beeinflussen die vor allem am Expanderkopf vorhandenen Wärmeverluste das Ergebnis des inneren Wirkungsgrades. Wären diese z. B. so groß wie die Dissipation, so wäre im *T*-*s*-Diagramm eine isentrope Expansion zu erkennen, was jedoch real nicht der Fall ist. Daher kann der Wärmeverlust den inneren Wirkungsgrad „schönen“.

Die realen inneren Wirkungsgrade dürften daher etwas kleiner ausfallen.

2. Druckverläufe im Zylinder

In den folgenden Abbildungen sind die Druckverläufe im Zylinder zu erkennen. Hier wird der Unterschied zum „idealen“ Expander deutlich. Ausstoß- und Füllvorgänge verlaufen nicht exakt isobar bzw. isochor.

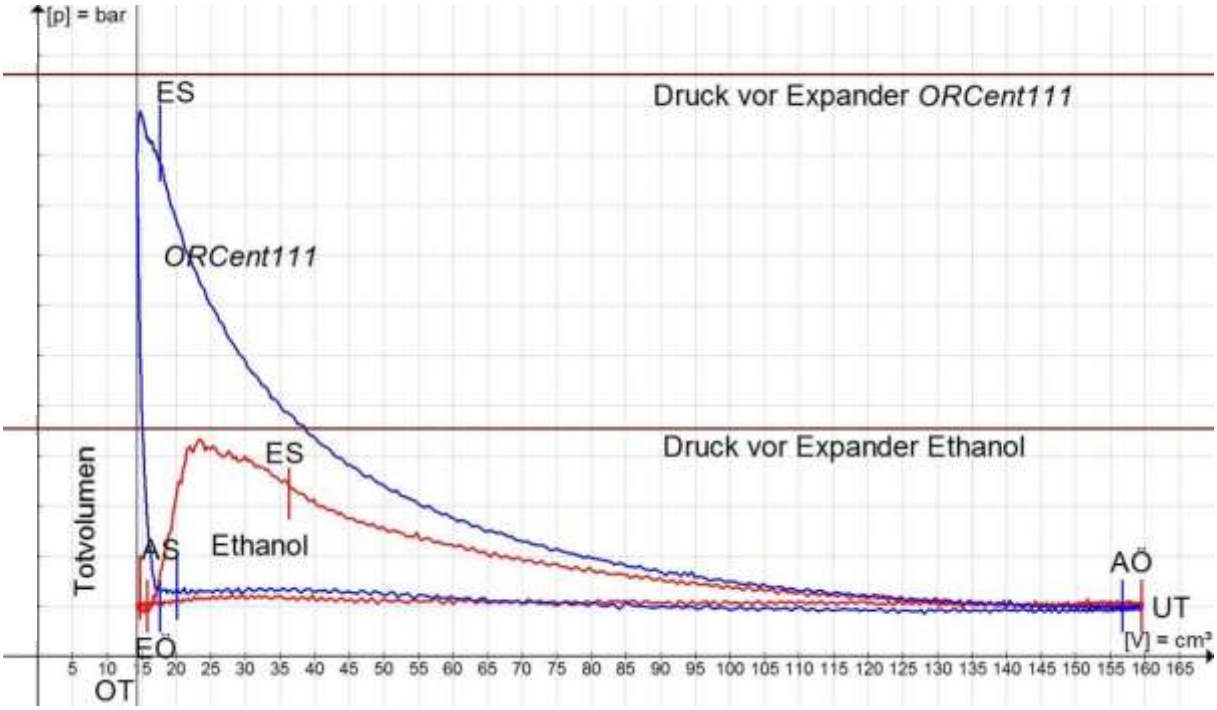


Abbildung 170: Druckverlauf im Zylinder bei 130°C Eintrittstemperatur [DeVeTec]

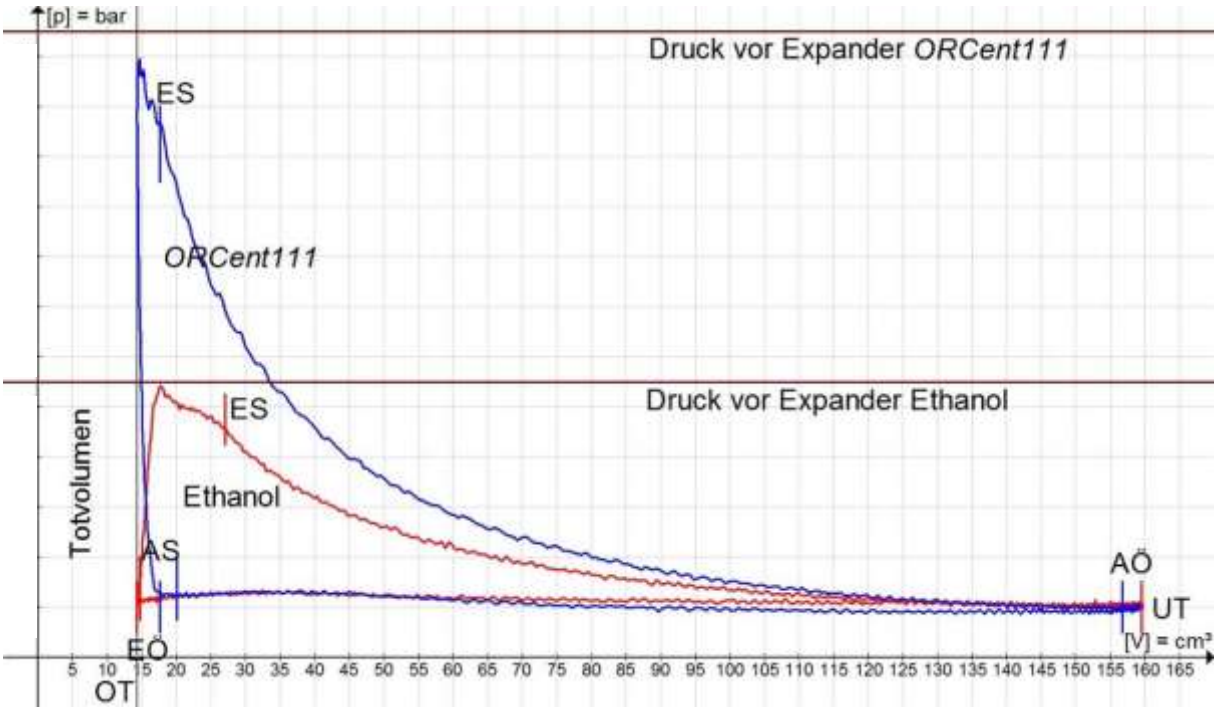


Abbildung 171: Druckverlauf im Zylinder bei 140°C Eintrittstemperatur [DeVeTec]

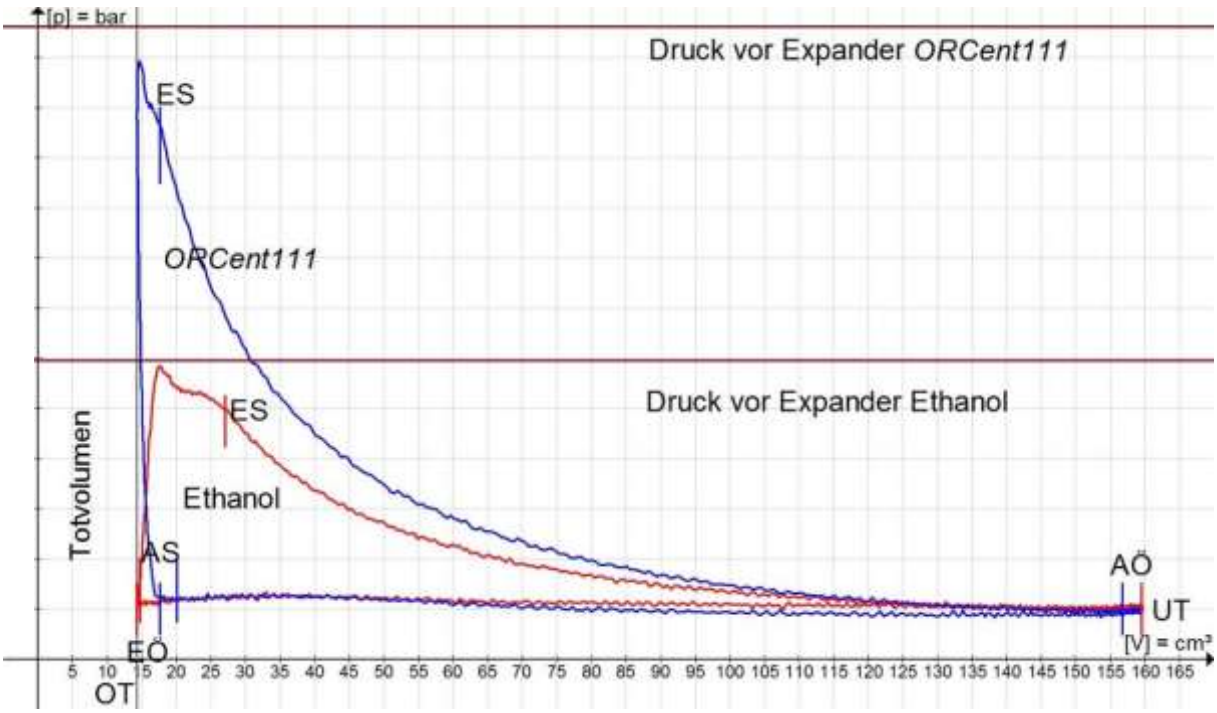


Abbildung 172: Druckverlauf im Zylinder bei 150°C Eintrittstemperatur [DeVeTec]

In allen drei Abbildungen ist zu erkennen, dass der Liefer-/Füllungsgrad bei Ethanol höher ist, als bei *ORCent111*. Dies lässt sich vor allem dadurch erklären, dass bei *ORCent111* der Massenstrom deutlich größer ist, als bei Ethanol. Da an der Geometrie und der Drehzahl des Expanders nichts geändert wurde, muss diese größere Menge in der gleichen Zeit durch die gleichen Öffnungen in den Zylinder einströmen. Es gilt:

$$\dot{V}_O = \dot{V}_E = \frac{\dot{m}_O}{\rho_O} = \frac{\dot{m}_E}{\rho_E} \tag{14.4.2.36}$$

$$c = \frac{\dot{V}}{A_{Einlasssystem}} \tag{14.4.2.37}$$

Es lässt sich erkennen, dass sich im Idealfall zwar die Strömungsgeschwindigkeit nicht ändert, wohl aber die Dichte aufgrund des festen Volumenstromes (Drehzahl und Expandergeometrie konstant) und des höheren Massenstromes. Nach

$$\Delta p_{Verl.} = \zeta * \frac{\rho * c^2}{2} \tag{14.4.2.38}$$

bedeutet dies einen höheren Druckverlust im Einlasssystem. Dementsprechend kommt der Maximaldruck im Zylinder bei *ORCent111* nicht so weit an den vorm Expander zur Verfügung stehenden Druck heran, wie bei Ethanol. Des Weiteren spielen Realfaktoren und -einflüsse eine Rolle, wie die Tatsache, dass der Expander aufgrund der höheren Leistung bei *ORCent111* etwas schneller dreht (Asynchrongenerator). Somit vergrößern sich der Volumendurchsatz des Expanders und folglich die Strömungsgeschwindigkeit.

Damit ergaben sich folgende Wirkungsgradverhältnisse der Bestwerte:

$$\frac{\eta_{ORCent111}}{\eta_{\text{Ethanol}}} = \qquad (14.4.2.39)$$

Tabelle 14: Wirkungsgradverhältnisse *ORCent111*/Ethanol [DeVeTec]

Temperatur	Rohwerte	korrigierte Rohwerte	Optimierung 1: ohne Unterkühlung im Kondensator und mit Rekuperator; dann Substitution von Verdampferleistung	Optimierung 2: ohne Unterkühlung im Kondensator und mit Rekuperator; dann Massenstromerhöhung und somit mehr Expanderleistung
130°C	2,25	2,25	2,06	1,97
140°C	1,97	1,92	1,79	1,73
150°C	1,90	1,88	1,76	1,70

Wichtig: Die Optimierungsbetrachtungen konnten nur mit Idealannahmen gemacht werden. Fehler von 10% in beide Richtungen müssen mindestens einkalkuliert werden. Dies gilt insbesondere für die Optimierung 2 aufgrund der aufwendigeren, fehlerbehafteten „Idealberechnung“ sowie der sich ergebenden Druckänderung, die eine hier nicht zu berücksichtigende Änderung des inneren polytropen Wirkungsgrades nach sich zieht. Zudem ergaben schon Versuchsvalidierungen Abweichungen von teilweise bis zu knapp 8 %.

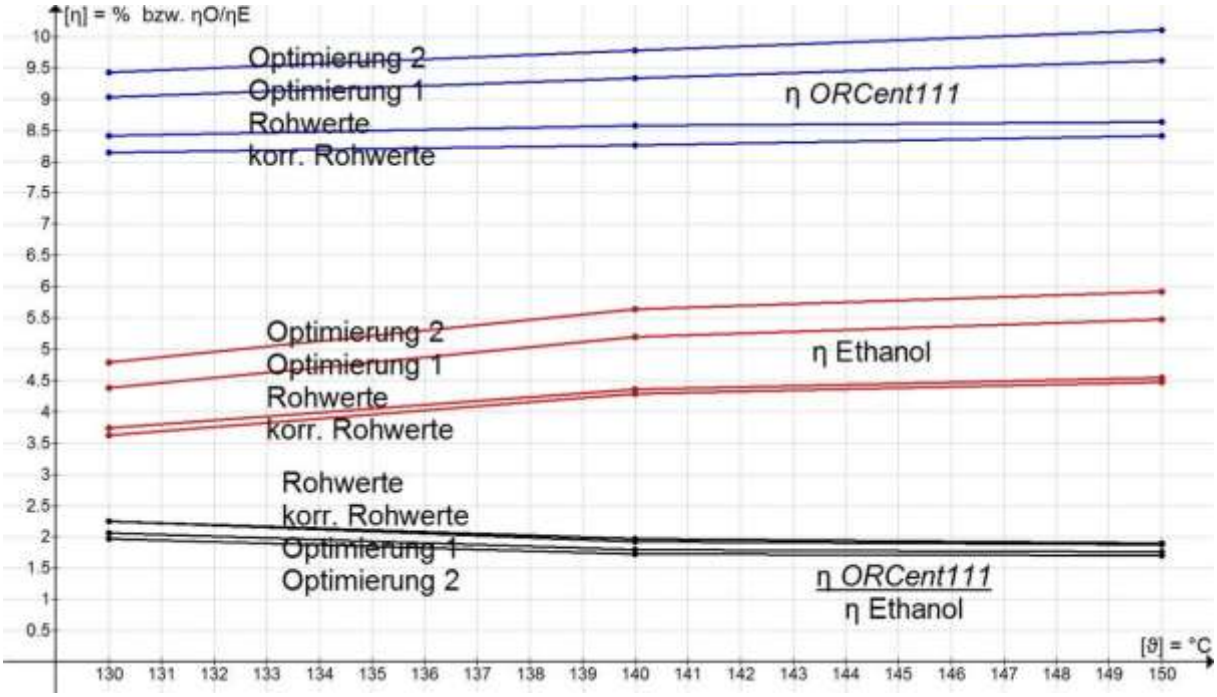


Abbildung 173: η-ϑ-Diagramm Ethanol und ORCent111 [DeVeTec]

14.4.3 Leistungs-Druck-Kurve

Die Leistungs-Druck-Kurven wurden bei der sich für das jeweilige Medium als optimal herausgestellten Steuerzeit und 150°C am Expandereintritt aufgezeichnet. Die Leistung des Verdampfers war bei beiden Versuchsreihen in etwa konstant.

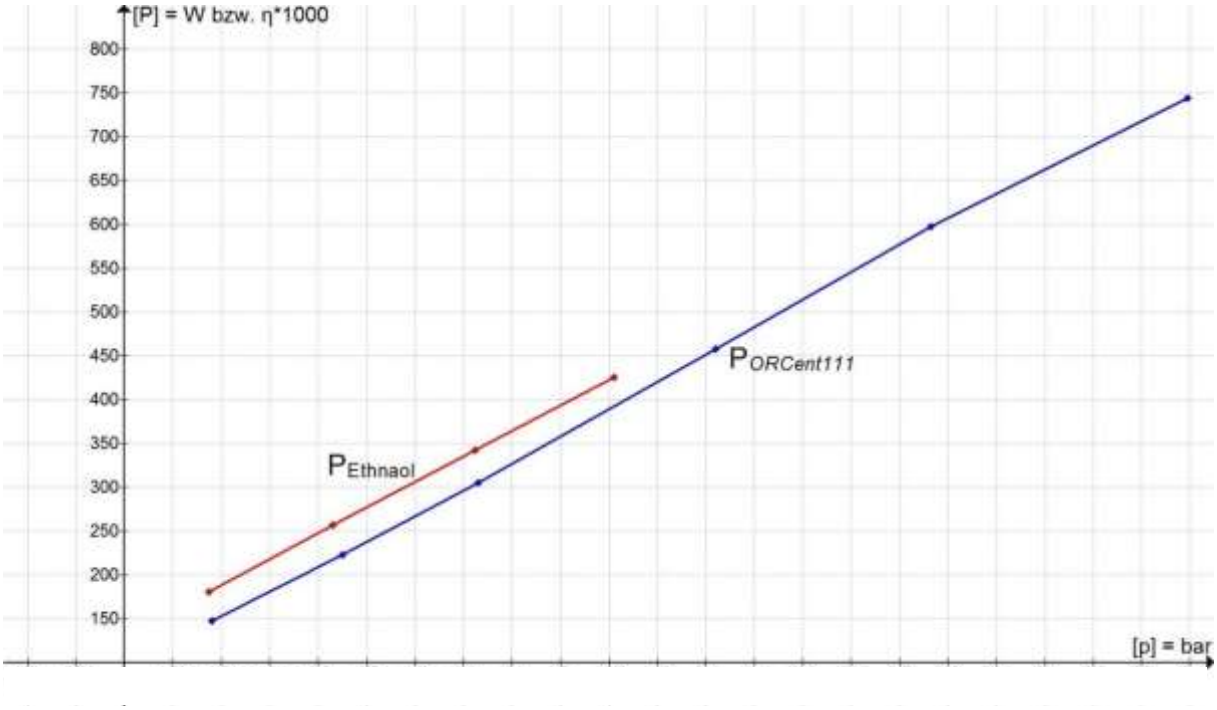


Abbildung 174: Vergleich Ethanol-ORCent111 im P-p-Diagramm [DeVeTec]

Da der jeweilige Druck durch das Öffnen des Bypassventils am Expander vorbei eingestellt wurde, ist hier ein Teil des Medienstromes für die Expanderleistung verloren gegangen. Entsprechend ist hier keine Aussage über einen Wirkungsgrad möglich. Lediglich der quantitative Vergleich der Leistungen beide Medien bei gleichem Druck und gleicher Temperatur am Expandereintritt steht hier im Vordergrund.

Deutlich zu erkennen und sehr interessant ist hier, dass das an sich optimale Medium *ORCent111* bei gleichem Druck eine geringere Leistung erbringt.

Dabei muss bedacht werden: Nimmt man z. B. den Punkt bei 5,5 bar, so musste bei *ORCent111* etwa die Hälfte des eigentlichen Druckes über das Bypassventil abgelassen werden, während es bei Ethanol nur ca. 0,5 bar waren. Dementsprechend war der Bypassstrom bei *ORCent111* deutlich höher als bei Ethanol. Nähme man in einer korrigierten/optimierten Betrachtung an, dass dieser zur Leistung beitrüge, z. B. in einem entsprechenden, zusätzlichen Expander (leider nicht möglich, da Bypassstrom quantitativ nicht bekannt bzw. nicht ohne Messeinrichtung ermittelbar), ergäbe sich eine Gesamtbetrachtung, in der *ORCent111* besser dastünde.

14.4.4 Temperaturuntergrenze

14.4.4.1 Ethanol

Schon bei den Versuchen zum thermischen Wirkungsgrad für Ethanol im betrachteten Temperaturbereich wurde deutlich, dass in dieser Anlage bei <140°C die Untergrenze erreicht ist.

14.4.4.2 ORCent111

Beim Einsatz von *ORCent111* konnten deutlich tiefere Temperaturen gefahren werden. Bis 80°C stand noch ausreichend Druck zur Verfügung und der Expander lief ruhig und rund. In nachfolgender Grafik ist jedoch auch zu erkennen, dass unterhalb von gut 100°C eine verstärkte Verschlechterung beginnt. Die Verdampferleistung betrug hier immer etwa 10,7 kW.

Andere Expander können mit *ORCent111* bei noch tieferen Temperaturen als hier ermittelt betrieben werden.

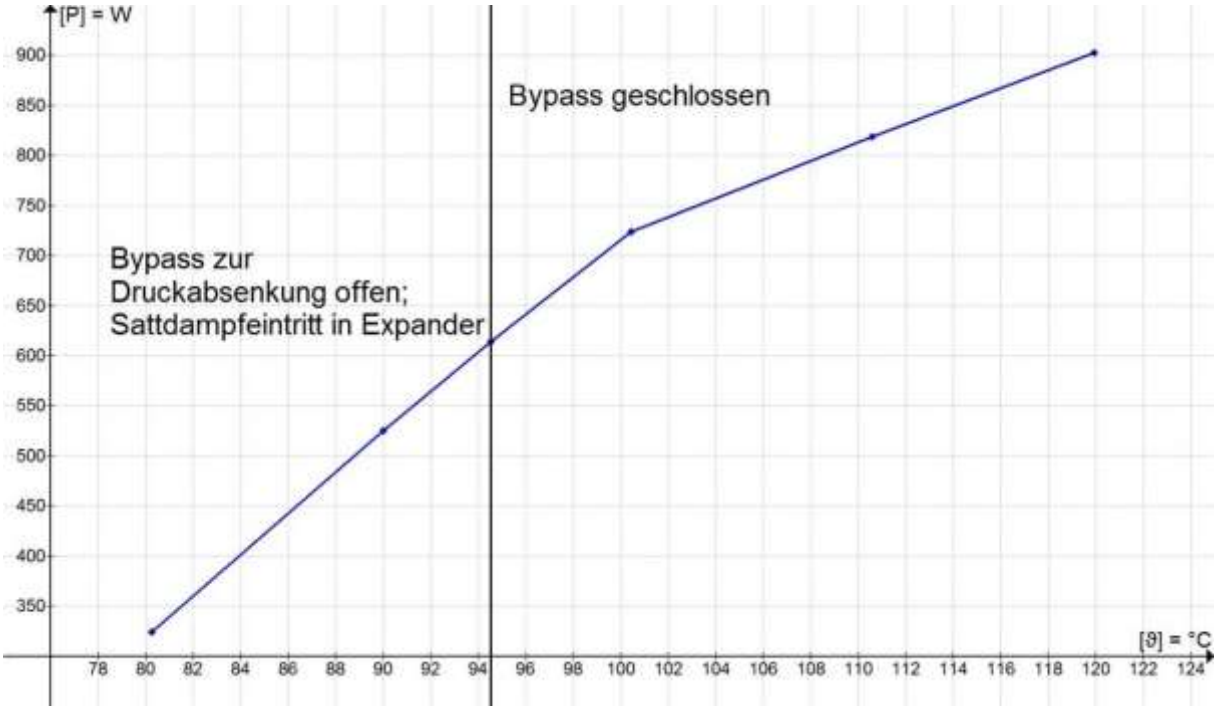


Abbildung 175: P-ϑ-Diagramm ORCent111 bei tieferen Temperaturen [DeVeTec]

Allerdings musste ab ca. 94,5°C der Druck durch das Öffnen des Bypasses gesenkt werden, da dieser für die tiefen Temperaturen zu hoch war. Anderenfalls hätte *ORCent111* nicht gasförmig vorgelegen. Dadurch bedingt ist ein Teil des Massenstromes durch den Bypass am Expander vorbei geströmt und hat somit nicht an der Expanderleistung mitgewirkt. Dementsprechend kann die Expanderleistung bzw. der Wirkungsgrad bei bestehendem Bypassstrom nicht als Maßstab herangezogen werden.

In dieser Arbeit sind die direkten, ausschließlich korrigierten jedoch nicht optimierten Expanderleistungen aufgeführt. Hier geht es um eine qualitative Aussage, die die Einsatzfähigkeit von *ORCent111* auch für Temperaturen bis runter auf ca. 80°C für möglich hält. Eine optimierte Betrachtung der Expanderleistungen ist hier schwierig und ggf.

irreführend, zumal nicht der schwankenden Verdampferleistung (Wirkungsgrad) Rechnung getragen wird.

In der folgenden Abbildung sind, soweit möglich/sinnvoll, über den Wirkungsgrad auch die optimierten Daten dargestellt:

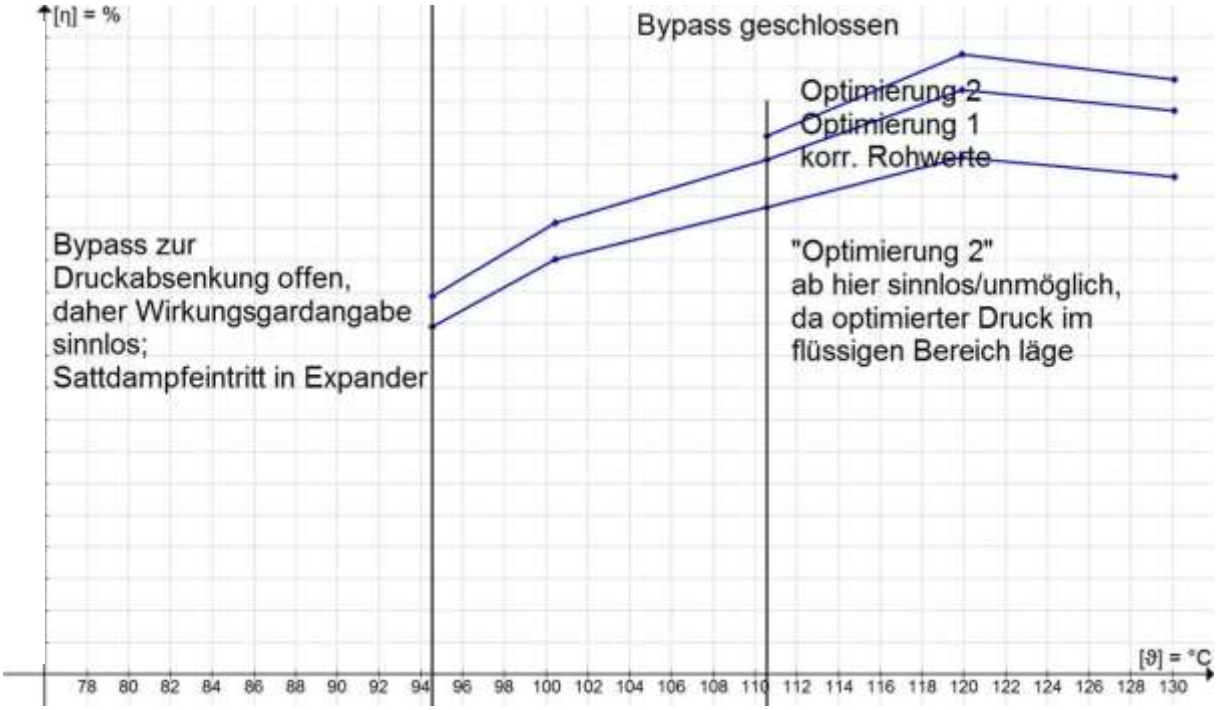


Abbildung 176: η-ϑ-Diagramm ORCent111 bei tieferen Temperaturen [DeVeTec]

Deutlich zu erkennen ist, dass zwischen 120 und 130°C ein Bruch erfolgt. Des Weiteren scheinen die Wirkungsgrade bei 130°C paradoxerweise geringer als bei 120°C. Dies ist auf unvermeidbare Fehler/Abweichungen im Versuchslauf zurückzuführen. Wie schon erwähnt, findet ein Sprung der idealen Steuerzeit statt. Die Werte unter 130°C wurden mit einer anderen Steuerzeit gefahren, als die darüber. Der Sprung findet hier zwischen 120 und 130°C statt. Jedoch ist anzunehmen, dass es sich um keinen plötzlichen Sprung, sondern um ein mehr oder weniger allmähliches Verschieben der idealen Steuerzeit handelt. Wie in Kap. 14.4.1.5 bereits beschrieben, hat wahrscheinlich jede Temperatur seine individuelle ideale Steuerzeit. Diese zu ermitteln sprengt den Rahmen dieser Arbeit. Eine genauere Steuerzeitoptimierung könnte den Bruch bei 120°C minimieren oder gar aufheben.

14.4.5 Stresstest

Der Stresstest von *ORCent111* wurde zunächst mit gut 50 Stunden bei 150°C und anschließend mit ebenfalls gut 50 Stunden bei 150°C **nach Verdampfer** (Achtung: Nicht wie bei den Wirkungsgradversuchen am Expandereintritt) gefahren.

1. Gasbildung

Während des Stresstests konnte keine Gasbildung festgestellt werden. Bei den Versuchen, die anschließend mit höheren Temperaturen am Verdampferaustritt gefahren wurden, zeigte sich ein leichter Druckaufbau im Vorlagebehälter über einen Versuchstag hinweg.

2. Veränderung des Wirkungsgrades

Es wurden die Wirkungsgrade am Anfang und am Ende der Stresstestversuche bei jeder Temperatur aufgenommen. Eine Veränderung des Wirkungsgrades konnte schon bei den Versuchen mit > 150°C festgestellt werden. Die erzielten Wirkungsgrade (Versuche wurden validiert) nach dem >150°C-Stresstest sind geringer als zu Versuchsbeginn. Dies muss jedoch nicht unbedingt mit Veränderungen am Medium zu tun haben, sondern kann im Bereich der Fehlergenauigkeit liegen.

Bei >150°C trat keine nennenswerte Wirkungsgradveränderung mehr auf.

3. Analyse der Proben

Die Ergebnisse der Medienproben die eine genaue Aussage über die Ergebnisse des Stresstestes machen können, lagen zum Zeitpunkt der Beendigung dieser Arbeit noch nicht vor. Analyse und Auswertung der Proben liegen im Aufgaben- und Kompetenzbereich des Projektpartners *EVONIK Industries*.

14.4.6 Materialbeständigkeit

Während Ethanol mäßige Ansprüche an die in der Anlage eingesetzten Materialien stellt, ist die Verträglichkeit von *ORCent111* bei sämtlichen Kunststoffen deutlich kritischer. *ORCent111* ist ein sehr starkes Lösungsmittel, welches aus Kunststoffen die Weichmacher herauslöst. Z. B. Schläuche aus PE und PVC werden hart und brüchig.

Ebenso werden Dichtungen angegriffen. Die ursprünglichen Dichtungen halten *ORCent111* nicht stand.

Hier wurde jeweils eine Dichtung unterschiedlicher Materialien in ORCent111 eingelegt und mit einem „neuen Original“ verglichen:

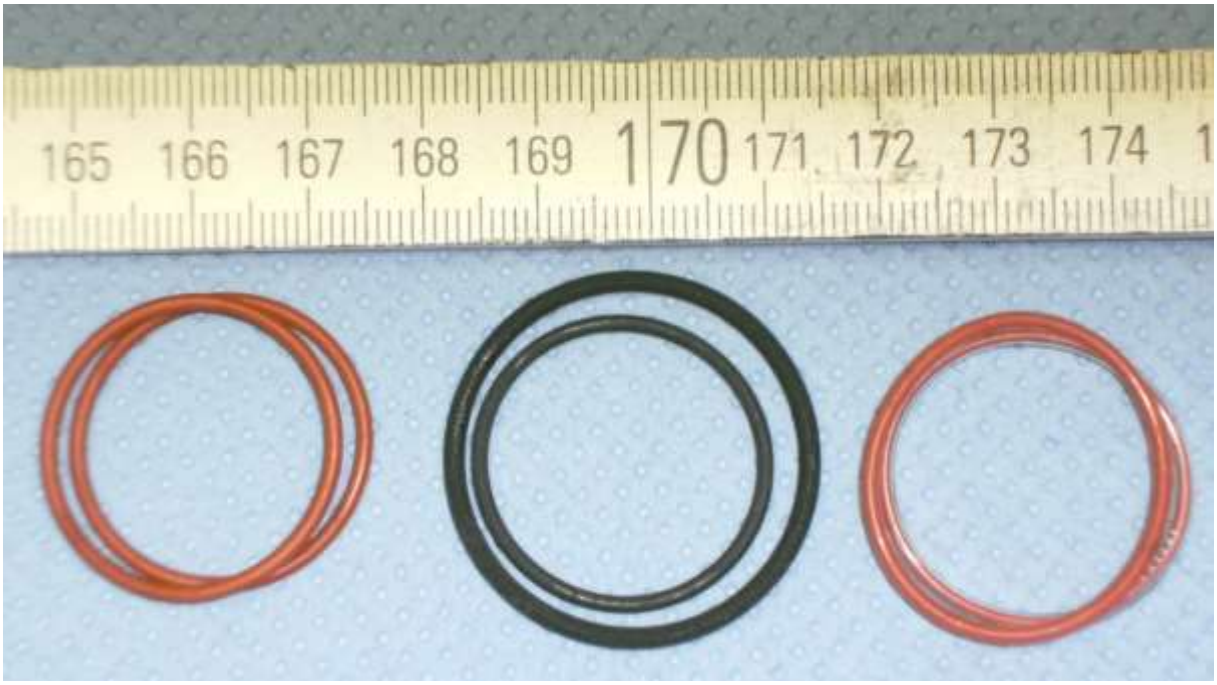


Abbildung 177: Vergleich Dichtungen Original ↔ ORCent111-beinflusst (Originaldichtungen unten bzw. innen liegend) [DeVeTec]

Abbildung 178: PTFE-ummantelte VMQ-Dichtungen (Originaldichtung unten liegend) [DeVeTec]

Es haben sich die ummantelten Dichtungen am Prüfstand bezüglich Dichtheit als tauglich erwiesen.

Dieser Versuch wurde mit *ORCent111* im kalten, flüssigen Zustand durchgeführt. Unter Temperatureinfluss und gasförmig dürften sind die Ergebnisse noch deutlicher sein.

Kunststoffbehältnisse wurden ebenfalls von *ORCent111* angegriffen und das Medium diffundiert mit der Zeit aus dem Behälter.

Es konnte festgestellt werden, dass z. B. Kugelhähne bei *ORCent111* eine leichte Undichtigkeit aufwiesen. Dies waren im beobachteten Fall einige Milliliter (flüssig, ca. 22°C und 12 bar an dieser Stelle) an einem ½“- Kugelhahn pro Versuchstag.

Sämtliche Ventile an der Anlage wurden durch den *ORCent111*-Einfluss mit der Zeit etwas undicht.

Auf Metalle wurde kein Einfluss festgestellt.

Medienverluste

Sowohl Ethanol als auch *ORCent111* wiesen im Laufe der Versuche einen Medienverlust aus der Anlage auf. Verantwortlich hierfür sind die dynamischen Dichtungen am Expander sowie die Inertisierungsvorgänge, während die statischen Dichtungen am gesamten Anlagensystem (incl. Expander) als technisch dicht betrachtet werden können.

Inertisierung

Beim Inertisieren wird die Anlage per Stickstoff mit Überdruck beaufschlagt und nach kurzer Wartezeit der Überdruck an die Umgebung abgelassen. Das Gasgemisch in der Anlage besteht folglich aus Stickstoff, ggf. Sauerstoffspuren, weswegen inertisiert wird, und Medium, wobei davon auszugehen ist, dass in der Anlage der Sättigungsdampfdruck von *ORCent111* vorliegt. So ergibt sich der Gesamtdruck aus den Partialdrücken von Medium (Sattdampfdruck) und Stickstoff. Folglich ist die Zusammensetzung der Gasphase bekannt.

Zur Vereinfachung und aufgrund des relativ schnellen Vorgangs kann davon ausgegangen werden, dass während des Ablassens vernachlässigbar wenig Medium, aufgrund des sich senkenden Partialdrucks, von der Flüssig- in die Gasphase übergeht.

Somit berechnet sich die Verlustmasse an Medium pro Inertisierungszyklus folgendermaßen:

$$m = \frac{p_o - p_u}{p_o} * V_0 * \rho \qquad (14.4.40)$$

m: Verlustmasse in kg

p_0: Inertisierungsdruck (i.d.R. 1,8 bar(a)) in bar(a)

p_u: Ablassdruck (i.d.R. Umgebungsdruck) in bar(a)

V_0: freies Gasvolumen der Anlage in m³ (ca. 0,06 m³)

ρ: partielle Dichte Medium im Gasgemisch in kg/m³ (basierend auf Sattdampfdruck/-dichte)

Da *ORCent111* bei gleicher Temperatur einen deutlich höheren Dampfdruck als Ethanol besitzt, sind die Verluste hier pro Inertisierungsvorgang entsprechend größer.

Dynamische Dichtungen

Die größten Medienverluste treten an den dynamischen Abdichtungen des Expanders auf. Zum einen sind dies die beiden oszillierenden Kolbendichtungen, zum anderen die beiden Dichtpakete an den Loslagern, wo die rotierenden Drehschieberwellen von Ein- und Auslasssteuerung nach außen treten.

Beide Leckageströme wurden zur Beobachtung und Erfassung in mit Wasser (für Kondensation und Blasenbeobachtung) gefüllte Behälter geführt.

a) Kolbendichtungen

Hier traten besonders während der Aufwärmphase teilweise starke Leckgasströme auf. Bei warmem Expander gingen diese jedoch deutlich zurück, sodass bei Ethanol kein Austritt mehr und bei *ORCent111* nur noch ein geringer zu beobachten war.

Über alle Versuchsläufe hinweg konnte für Ethanol abschließend keine nennenswerte Leckagemenge an dieser Stelle gemessen werden.

Für *ORCent111* betrug sie einige ml pro Versuchstag.

b) Drehschieberdichtungen

Auch hier war Leckage im kalten Zustand am größten, bleib jedoch auch für Ethanol im warmen Stationärbetrieb vorhanden.

Der Ethanolverlust betrug hier etwa 13 g pro Expanderbetriebsstunde.

Bei ORCent111 lag der Verlust mit etwa 30 g pro Expanderbetriebsstunde deutlich höher und stieg zum Ende der Versuche hin darüber hinaus drastisch an (Dichtungsverschleiß).

14.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

14.5.1 *ORCent111* vs. Ethanol

Aufgrund vieler (möglicher) Fehlerquellen und er unter Idealannahmen durchgeführten Korrektur- sowie Optimierungsrechnungen ist das größte Gewicht einer abschließenden Bewertung auf die qualitative Aussage zu legen.

Quantitativ betrachtet ist durchaus anzunehmen, dass die „endgültige Realität“ bei Anwendungen in Feldversuchen/Realanlagen merklich von den vorliegenden Ergebnissen abweichen kann.

Qualitativ betrachtet lässt sich sagen, dass *ORCent111* kreisprozesstechnisch für den Temperaturbereich von 130 bis 150°C ein deutlich günstigeres Fluid darstellt als Ethanol. Auch Temperaturen darunter lassen sich ggf. noch in kommerziellen Anlagen mit *ORCent111* verwirklichen. Für höhere Temperaturen sinkt zwar der relative Wirkungsgradvorteil, also das Wirkungsgradverhältnis von *ORCent111* zu Ethanol, bleibt aber dennoch deutlich bestehen. Jedoch sind hier die Ergebnisse der Stresstestproben auf chemisch-thermische Stabilität abzuwarten.

Nachteilig ist, dass bereits <50°C der Sattdampfdruck von *ORCent111* über dem Umgebungsdruck liegt. Dies führt im Sommer zu entsprechenden Wirkungsgradeinbußen gegenüber Ethanol, wenn die Anlage normalerweise mit Umgebungsdruck im Kondensatorsystem gefahren werden soll. Lediglich für den Einsatz auf Schiffen wäre dieser Punkt durch die Kühlung gegen Meer- bzw. Flusswasser relativ irrelevant. Aufgrund der hohen Brennbarkeit ist die Zulassung auf Schiffen allerdings fraglich.

Die steile Taulinie von *ORCent111* erfordert zudem einen sehr guten inneren Expanderwirkungsgrad und einen hohen Expandereintrittsdruck oder einen Rekuperator um, den Verlust durch Überhitzung am Expanderausgang/Kondensatoreintritt in Grenzen zu halten.

Höhere Massen- und ggf. Volumenströme von *ORCent111* gegenüber Ethanol könnten die Anpassung von Anlagendimensionen erforderlich oder zumindest empfehlenswert machen.

Aufgrund der sehr starken Lösungsmitteleigenschaften wird die Beständigkeit der Anlagenbauteile gegenüber *ORCent111* jedoch die größte Herausforderung sein. Für Dichtungen und ggf. Schläuche können nur die hochwertigsten und somit hochpreisigen Materialien eingesetzt werden.

Gleichzeitig ist die Handhabung von *ORCent111* nicht unproblematisch: Da ab unter 40°C der Sattdampfdruck den Umgebungsdruck übersteigt, stehen ungekühlte Lagerbehälter im Sommer unter Druck. Das Medium ist sehr flüchtig und bildet somit gerade beim Hantieren unter höheren Temperaturen schnell gefährliche Atmosphären hinsichtlich Brand-/Explosionsgefahr und Gesundheit (Einatmen). Entsprechende Sicherheitsmaßnahmen sind daher unabdingbar.

14.5.2 Fehlerquellen, Probleme und Optimierungsmöglichkeiten

14.5.2.1 Schwankende Verdampferleistung

Wie bereits beschrieben, unterliegt die Verdampferleistung der schwankenden Netzspannung. Im Verlaufe der Versuche musste festgestellt werden, dass auch die durchgeführten Korrekturrechnungen den Einfluss nicht vollständig eliminieren konnten. Bei plötzlicher Spannungsänderung im Netz während eines laufenden Versuches konnte beobachtet werden, dass, nachdem sich der Prozess wieder auf einem neuen stationären Zustand eingestellte hatte, der Wirkungsgrad trotz Korrektur ein relativ deutlich anderer war.

Des Weiteren machen plötzliche Leistungsänderungen während eines laufenden Versuchs diesen unbrauchbar. Es muss zunächst wieder der stationäre Zustand abgewartet und die Versuchszeit neu gestartet werden.

Spannungskonstanthalter in der Größenordnung sind sehr teuer und bieten dann nur eine aufgrund des quadratischen Einflusses der Spannung auf die Verdampferleistung ungenügende Genauigkeit, was die hohe Investition ggf. nicht rechtfertigt.

Eine sehr genaue, allerdings noch kostenintensivere Lösung wäre der Einsatz eines regelbaren Gleichrichters und der Verdampferbetrieb mit Gleichstrom. Damit ließe sich die Verdampferleistung auch über einen gewissen Stellbereich exakt regeln.

14.5.2.2 Leistungsabhängige Expanderdrehzahl

Aufgrund des Asynchrongenerators ist die Drehzahl von der Last/Leistung abhängig. Auch dieser Einfluss wird in der Korrekturrechnung nur idealisiert näherungsweise erfasst, zumal der innere Expanderwirkungsgrad sowie der Liefergrad und damit der Gesamtwirkungsgrad davon abhängig sind.

Eine Lösung wäre folglich nur über eine stets konstante Drehzahl gegeben. Dies ließe sich mit einer entsprechenden Bremse speziell für solche Prüfstände realisieren. Diese besteht meistens aus einem Gleichstromgenerator kombiniert mit Drehzahl- und ggf. Drehmomentenmessung. Eine solche Lösung bietet zudem die Möglichkeit der Drehzahlvariation, ist allerdings auch äußerst kostenspielig.

14.5.2.3 Reifegrad Drehschiebersteuerung

Die Drehschiebersteuerung auf dem Prüfstand funktioniert prozesstechnisch sehr gut, was sich vor allem an den Druckverläufen in den Zylindern ablesen lässt. Es wird ein alles in allem guter Liefergrad sowie ein Ausstoßdruck nur minimal über dem Druck im Auslasssystem erreicht, auch wenn eine Verschlechterung Ersteres bei steigenden Drücken deutlich wird.

Jedoch kann sie noch nicht als ausgereift bezeichnet werden und bedarf mechanisch betrachte einer Überarbeitung. Dies betrifft vor allem die Lagerung incl. deren Schmierung und die Abdichtung der rotierenden Drehschieberwellen nach außen.

Des Weiteren sind die Steuerzeiten beider Zylinder nicht exakt um 180° versetzt. Die Abweichung beträgt aufgrund von Fertigungsfehlern ca. 3°. Dieser Fehler scheint für relative Medienvergleiche belanglos, könnte aber Einfluss nehmen, wenn sich die Medien bei Steuerzeitenänderungen nicht relativ zueinander verhalten.

14.5.2.4 Fehler durch Steuerzeiteinstellung

Beim Einstellen der Steuerzeiten kann es immer wieder zu kleinen Fehlern um einige 0,1° kommen. Wie diese sich auswirken, müsste genauer untersucht werden, es ist allerdings davon auszugehen, dass der Einfluss eher gering ausfällt.

Bedeutender dürften die Stellschritte sein. Die Steuerzeiten wurden immer um 5° variiert. Ggf. liegt der ideale Betriebspunkt jedoch dazwischen. Im Extremfall wird bei einem Medienvergleich mit identischer Steuerzeitmatrix für ein Medium der Idealpunkt genau getroffen, während das andere genau dazwischen liegt. Versuche mit kleineren Steuerzeitschritten, besonders um den sich abzeichnenden Bestpunkt herum, wären nötig.

14.5.2.5 Medienindividuelle, mechanische Einstellungen

Da jedes Medium anderes Stoffwerte, Eigenschaften und ggf. ein anderes Verhalten im Expander besitzt, müsste z. B. das Totvolumen im Zylinder immer entsprechen eingestellt werden. Ggf. kann diese Anpassung sogar beim gleichen Medium nach Änderung von Steuerzeiten oder Temperaturen zu Wirkungsgradänderungen führen.

Ebenso könnte ein Anpassen der Einlasszeit (Bohrungen im Einlassdrehschieber) individuellen Einfluss nehmen. Damit könnte ebenfalls ein höherer oder tieferer Druck gefahren werden. Diese Maßnahme ist bei konstanter Drehzahl und Verdampferleistung die einzige Möglichkeit die Entspannung durch Druckanpassung auf oder möglichst in der Nähe der Taulinie enden zu lassen. Kürzere Öffnungszeiten durch kleinere Bohrungen bewirken einen Druckanstieg, da bei folglich geringerer Zylinderfüllung (Volumen) der gleiche Massenstrom herrschen muss. Der Einlassdrehschieber müsste im Idealfall jedoch jedes Mal nicht nur an das Medium, sondern auch an die gefahrenen Temperaturen und dem von der Verdampferleistung abhängigen Massenstrom angepasst werden. Dies ist aufwandstechnisch kaum durchführbar.

Des Weiteren könnte eine individuelle Anpassung der Öffnung im Auslassdrehschieber auf die Steuerzeit Einfluss nehmen. Bei extremen Steuerzeiten, z. B. Einlass öffnet 15° vor OT, schiebt sich der Öffnungsbeginn des Auslasses auch weiter vor UT, da dieser bei OT etwas vor dem Öffnungsbeginn des Einlasses geschlossen sein soll (Überschneidungs- und somit Verlustvermeidung) und die Öffnung im Auslassdrehschieber 180° beträgt. Die Anpassung dieses Öffnungswinkels um den unteren Totpunkt herum könnte Wirkungsgradzuwachs bringen. Doch auch hier ist eine exakte Umsetzung kaum möglich, da sich mit der der Steuerzeit, Medium und Temperatur andere ideale Öffnungswinkel ergeben könnten und somit der Drehschieber jedes Mal umgebaut werden müsste.

14.5.2.6 Medienindividuelle Parametereinstellungen

Hier sei vor allem die Unterkühlung des Fluids im Kondensator erwähnt. Durch entsprechende Einstellungen bei der Prüfstandbedienung kann diese (nahezu) verhindert werden. Dies ist leicht möglich, war zu Beginn dieser Arbeit jedoch nicht vorgesehen.

14.5.2.7 Temperatur und Druckverluste

Isolationsbedingt und aufgrund von Fluidreibung in den Rohrleitungen treten Temperatur und Druckverluste im gesamten System auf. Im Expanderkopf findet ein unvermeidbarer Austausch von Wärme zwischen dem Frischdampf im Einlass- und dem Abdampf im Auslasssystem statt. Diese Verluste sind vom Massenstrom, der spezifischen Wärmekapazität, Strömungs- und Wärmeübertragungsverhalten sowie ggf. weiterer Eigenschaften der Medien abhängig und daher verschieden. Da der Prozesswirkungsgrad bei gleichen baulichen Bedingungen, also nur Mediensubstitution verglichen werden sollen, ist dies kein Fehler im Sinne des Versuches, sondern ein Teilergebnis dessen. Es muss lediglich bedacht werden, dass aufgrund des höheren Massenstromes von *ORCent111* eine speziell dafür konzipierte, kommerzielle Anlage größere Systemdimensionen benötigen könnte, bzw. von Vorteil wäre.

14.5.2.8 Druck vs. Temperatur im Kondensator

Bei diesen Versuchen wurde der Kondensatordruck fest auf das Umgebungsniveau gelegt. Der andere Betriebsfall, also eine feste Kondensatortemperatur, die mittels Kühlung gegen Umgebung erreichbar ist, liefert andere Ergebnisse. Diese Betriebsweise würde das Wirkungsgradverhältnis von *ORCent111* zu Ethanol verschlechtern. Dies ist aus den Sattdampfrücken zu erkennen. Bei ca. 32°C würde *ORCent111* auf Umgebungsdruck kondensieren. Ethanol würde dann hingegen einen Druck von nur gut 0,1 bar im Kondensator aufweisen, was deutlich zur Wirkungsgradsteigerung beitrüge. Oder anders herum: Bei ca. 78°C kondensiert Ethanol unter Umgebungsdruck, während *ORCent111* dort noch ca. 4,4 bar benötigen würde. Die Folge ist eine deutliche relative Wirkungsgradverschlechterung gegenüber Ethanol. Daraus erschließt sich auch, dass Anlagen mit niedrigen Frischdampftemperaturen und Einsatzmedien wie *ORCent111* keine sinnvolle Möglichkeit der Wärmeauskopplung mehr bieten. Um rentable Wirkungsgrade zur erhalten, muss die Kondensationstemperatur so niedrig wie möglich (Umgebung) liegen.

14.5.2.9 Änderungen am Prüfstandaufbau

Ein Rekuperator (ggf. mit Bypass, falls ohne gefahren werden soll) kann die Wärme der Überhitzung des Auslassstromes zurückgewinnen.

Des Weiteren könnten Blowby der Kolbenringe sowie Leckströme am Drehschieber aufgefangen und in das System zurückgeführt werden. Zudem wäre es günstig, wenn Kondensator und der Raum unterhalb der Kolben miteinander verbunden wären und somit

in jedem Fall das gleiche Druckniveau hätten. Sollten Versuche mit Kondensatordrücken nicht auf Umgebungsdruckniveau gefahren werden, ist dies äußerst wichtig.

14.5.2.10 Lüftereinbau in Schaltschrank

Das Innere des Schaltschranks heizt sich im Laufe des Betriebes deutlich auf. Dies ist vor allem auf den darin verbauten FU und den Trafo für die 24 V Gleichstromversorgung zurückzuführen. Daher sollte der Schaltschrank ggf. nachträglich mit einer Belüftung versehen werden.

Es konnte zudem festgestellt werden, dass die Erwärmung der SPS im Schaltschrank mitverantwortlich für kurzzeitige Ausfälle der Drehzahl- sowie Zylinderdruckmessung ist.

15 Fortschreibung des Verwertungsplans

15.1 Erfindungen/Schutzrechtsanmeldungen

Im Rahmen des Projektes wurde an der Demonstrationsanlage am Standort Fenne ein alternatives Steuerungskonzept in Form einer Drehschiebersteuerung entwickelt. Diese wurde auf ihre Patentierbarkeit hin überprüft. Dazu wurde am Patentinformationszentrum Darmstadt im Sommer 2010 auf Basis einer Funktions- und Patentbeschreibung eine Neuheitsrecherche für die Drehschiebersteuerung durchgeführt. Es wurde kein entsprechendes Patent gefunden, dass einer Patentanmeldung entgegenstehen würde. Daraufhin wurde eine Patentschrift erstellt und diese 2011 bei Patentamt eingereicht.

15.2 Wirtschaftliche Erfolgsaussichten nach Projektende

15.2.1 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung einer ORC-Anlage

Die Wirtschaftlichkeit einer ORC-Anlage ist projektspezifisch zu ermitteln. Neben der zur Verfügung stehenden thermischen Primärenergie und der daraus resultierenden Energieerzeugung spielen insbesondere die Gegebenheiten vor Ort eine entscheidende Rolle.

Für die Betriebskosten liegen aktuell nur Schätzwerte vor. Eine genaue Datenerfassung mit Prognose für ein marktreifes Produkt wird bis zum Jahresende erarbeitet.

15.2.2 CO_2-Bilanz einer ORC-Anlage

Die CO_2-Substitution einer ORC-Anlage wird maßgeblich durch die Kennzahlen der zur Verfügung stehenden thermischen Primärenergie und der resultierenden Energieerzeugung beeinflusst. Insbesondere die abgenommene Nutzwärme zur Substitution von fossilen Energieträgern ist stark von den Gegebenheiten des jeweiligen Projektes abhängig. Aus diesem Grund können keinen pauschalisierten Aussagen getroffen werden.

Im Folgenden werden die CO_2-Einsparungen am Beispiel der ORC-Anlage Standort Boffzen dargestellt. Die dort vorliegenden Bedingungen entsprechen den Zielgrößen eines V12-Expanders unter Einsatz einer Kraft-Wärme-Kopplung mit moderater Abnahmemenge von Nutzwärme.

Tabelle 15: Annahmen, Kennzahlen und resultierende CO_2-Substitution der ORC-Anlage Standort Boffzen [DeVeTec]

Annahmen		
Durchschnittlicher Heizwert Erdgas	10,00	kWh/m³
CO_2-Emissionsfaktor Erdgas [18]	56,00	t_{CO2}/TJ
Direkter Emissionsfaktor Erdgas	2,02	kg/m³
CO_2-Äquivalent Erdgas [20]	10,40	t_{CO2}/TJ
Indirekter Emissionsfaktor Erdgas	0,37	kg/m³
Gesamtemissionsfaktor Erdgas	2,39	kg/m³
Gesamtemissionsfaktor Strom [19]	0,58	kg/kWh
Kennzahlen ORC-Anlage Boffzen		
Elektrische Leistung netto	145,00	kW
Betriebsstunden elektrisch	8.000,00	h/a
Elektrische Arbeit	1.160.000,00	kWh/a
Thermische Leistung	600,00	kW
Betriebsstunden thermisch	3.500,00	h/a
Thermische Arbeit	2.100.000,00	kWh/a
Substituierte Erdgasmenge durch thermische Leistung	210.000,00	m³
Resultierende CO_2-Substitution		
CO_2-Einsparung Wärme	502.006,68	kg/a
CO_2-Einsparung Strom	668.160,00	kg/a
CO_2-Einsparung gesamt	**1.170.166,68**	**kg/a**

15.3 Wissenschaftliche und/oder technische Erfolgsaussichten nach Projektende

Die ORCent-Technologie kann in mehreren Bereichen/Industrien Anwendung finden. Die größten Marktpotenziale liegen im Bereich der industriellen Abwärmenutzung und der Kombination mit verschiedenen Biomasseanwendungen im Bereich der dezentralen Energieversorgung.

Aufgrund der hohen Energiepreise für die klassischen Brennstoffe Öl und Gas gewinnen zunehmend Anlagen, die mit anderen Brennstoffen befeuert werden, an Bedeutung. Dazu

zählen Bio-, Deponie- und Grubengasanlagen sowie Anlagen mit Holzbefeuerung und schließlich Geothermieanwendungen. Bei den oben genannten erneuerbaren Anlagenkonzepten kann oft eine ORC-Anlage sinnvoll eingebunden werden und verbessert somit die finanziellen Kenndaten und erlaubt das Erreichen von vorgegebenen Kapitalrücklaufzeiten.

Zusätzlich können Abwärmeströme aus einer Vielzahl von Fertigungsanlagen wie Gießereien, Papierproduktion, Großbäckereien, Stahlveredlung etc. genutzt werden.

Die beteiligten Projektpartner sehen in ihren Konzernen bereits ein Potenzial für jeweils mehrere Anlagen bzw. können durch eine Portfolio-Erweiterung mit ihren Produkten und Dienstleistungen die Technologie schneller in den Markt bringen. In der Glasindustrie ist in den nächsten Jahren nach der erfolgreichen Feldtest- und Monitoringphase eine Nachfrage nach solchen Anlagen zu erwarten, gerade auch mit Hinblick auf die Verpflichtung zur Verbesserung der Energieeffizienz, die europäisch durch die Energieeffizienzrichtlinie gefordert sein wird. Auch an den Chemiestandorten von Evonik und anderen Chemieherstellern würden solche ORC-Anlagen die Energieeffizienz deutlich verbessern.

Durch eine spätere Herstellung in Serienfertigung können Skaleneffekte erzielt werden. Damit können Marktbereiche und Anwendungsfelder erschlossen werden, die mit heutigen Anlagekonzepten nicht wirtschaftlich abgedeckt werden können, da heutige ORC-Lösungen oft noch zu teuer sind und Lösungen für die Leistungsklasse 200 – 400 kW_{el} fehlen. Durch eine Fokussierung auf diese Leistungsklassen wird eine Marktnische besetzt. Dazu müssen zukünftig die Zulieferstrukturen weiter aufgebaut werden und auch diese Zulieferer als Multiplikatoren bei der Vermarktung gewonnen werden (Anlagenbauer, Hersteller von Generatoren, Motorhersteller).

Die beiden Projektpartner Evonik Industries und Badische Stahlwerke/Badische Stahlengineering werden mittelfristig die ORC-Systeme in ihr Vermarktungsportfolio aufnehmen. Bis die aktive Vermarktung startet, werden die ORC-Motoren und die ORC-Anlagen bei den Feldtestpartnern einer Monitoringphase unterzogen, um weitere Betriebserfahrungen sammeln zu können.

Daneben soll zur Erschließung des Marktes mit Ingenieur- und Planungsbüros zusammengearbeitet werden, die als Vertriebspartner für die ORCent-Technologie dienen. Erste Gespräche mit einem Unternehmen aus diesem Bereich werden aktuell schon geführt. Auf Basis dieser Gespräche und Recherchen ist im europäischen Markt ein Marktpotenzial von mehreren Hundert Stück für solche Anlagen gegeben. Auch die in diesem Markt möchte sich DeVeTec als Technologie- und Kostenführer mittelfristig etablieren und sich eine führende Marktposition erarbeiten.

16 Veröffentlichungen und Vorträge

Bine
Vortrag Heye Glasforum International
Vortrag KWK-Status Seminar Stuttgart
Vortrag KWK-Status Seminar Erfurt
Vortrag Glas-Cluster Weserbergland bei Noelle + von Campe
Vortrag Hüttentechnische Vereinigung der deutschen Glasindustrie e.V. (HVG) und Deutsche Glastechnische Gesellschaft (DGG) 12. September 2012
Nominierung IKU
Vortrag bei der Nominierung zum Step-Award des Faz-Instituts
Preisverleihung Querdenker-Award

17 Literaturverzeichnis

/1/	Verband der TÜV e.V.: AD2000-Regelwerk. Beuth Verlag, Berlin 2008
/2/	Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg 2002
/3/	Cerbe G., Hoffmann H-J.: Einführung in die Thermodynamik. Hanser Verlag, München 1996
/4/	Hering E., Martin R., Stohrer M.: Physik für Ingenieure. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg 1999
/5/	Muhs D., Wittel H., Jannasch D., Voßiek J.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Vieweg Verlag, Wiesbaden 2007
/6/	Illgner K. H., Esser J.: Schrauben Vademecum. Rasch Verlag, Neuwied 2001
/7/	Roth K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen Teil 1 und 2. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg 1994
/8/	Künne B.: Köhler Rögnitz Maschinenelemente. Teubner Verlag, Wiesbaden 2003
/9/	Braess H.-H, Seiffert U.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden 2000
/10/	Böge A.: Das Techniker Handbuch. Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden 1999
/11/	Mollenhauer K., Tschöke H.: Handbuch Dieselmotoren. Springer Verlag, Berlin/Heidelberg 2007
/12/	Klein B.: FEM Grundlagen und Anwendungen. Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden 1999
/13/	Heyder P., Lenzkes D., Rudnik S.: Elektrische Ausrüstung von Maschinen und maschinelle Anlagen. VDE Verlag, Berlin/Offenbach 2009
/14/	Mütterlein B.: Handbuch für die Programmierung mit LabView. Spektrum Verlag, München 2007
/15/	Jamal R., Hagestedt A.: LabVIEW Das Grundlagenbuch. Addison-Wesley Verlag, München 2004
/16/	Wossog G.: Handbuch Rohrleitungsbau Band I. Vulkan Verlag, Essen 2008
/17/	Wossog G.: Handbuch Rohrleitungsbau Band II. Vulkan Verlag, Essen 2003
/18/	Umweltbundesamt Stand 15.04.2013: http://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/377/dokumente/co2_faktoren_brennstoffe.xls
/19/	Statistisches Bundesamt Stand 05.06.2014: http://de.statista.com/statistik/daten/studie/38897/umfrage/co2-emissionsfaktor-fuer-den-strommix-in-deutschland-seit-1990/
/20/	GEMIS-Datenbank, Version 4.81
/21/	Wellenreuther G., Zastrow D.: Automatisieren mit SPS – Theorie und Praxis. VIEWEG+TEUBNER Verlag, Wiesbaden 2011